



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY**

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**SIMULAČNÍ A EXPERIMENTÁLNÍ ANALÝZA ŘEZÁNÍ  
KOTOUČOVOU PILOU**

SIMULATIVE UND EXPERIMENTELLE ANALYSE DES KREISSÄGENS

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Matúš Helienek**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.**

**BRNO 2018**

# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky  
Student: **Bc. Matúš Helienek**  
Studijní program: Výrobní systémy  
Studijní obor: Výrobní systémy  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## **Simulační a experimentální analýza řezání kotoučovou pilou**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Řezání kotoučovou pilou patří mezi nejznámější technologie obrábění, které se v praxi často používá k dělení tyčových polotovarů různých profilů. Pokud má tato technologie odpovídat dnešním požadavkům na vysokou produktivitu a kvalitu řezné plochy, je potřeba při volbě řezných parametrů zohlednit i dynamiku obrábění. Dynamika řezání kotoučovými pilami je spojena s účinky nestacionárních vibrací, proměnlivým buzením nástroje jakožto i s nelineárními vibracemi. Cílem diplomové práce je tyto efekty prozkoumat výpočtově i experimentálně.

Diplomovou práci je třeba předložit jako samostatnou práci. Specifikované cíle práce mohou být po konzultaci s vedoucím práce a v návaznosti na průběh řešení práce individuálně upraveny. Vedoucím práce na TU Chemnitz je Prof. Dr.-Ing. Andreas Hirsch a na VUT v Brně doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

### **Cíle diplomové práce:**

Sestavení simulačního modelu řezání kotoučovou pilou s různými profily.

Posouzení vyhodnocovacích metod pro nestacionární vibrace STFT (Short Time Fourier Transform), CWT (Continuous Wavelet Transform), DWT (Discrete Wavelet Transform) z hlediska jejich vhodnosti pro řezání kotoučovou pilou.

Sestavení vibračního modelu listu pily a jeho implementace do simulačního modelu procesu včetně vyšetření změn buzení.

Plánování, realizace a vyhodnocení experimentů určených k měření vibrací při řezání pilou a validace výpočtového modelu.

Simulace a vyhodnocení různých faktorů ovlivňujících dynamiku zkoumaného procesu řezání kotoučovou pilou.

**Seznam doporučené literatury:**

GAO, Robert X. und YAN, Ruqiang. Wavelets theory and applications for manufacturing. New York: Springer, 2011. ISBN 978-1-4419-1545-0.

ALTINTAS, Yusuf. Manufacturing Automation : Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design. Cambridge University Press, 2000. ISBN 978-0-521-65973-4.

DEGNER, Werner, LUTZE, Hans und SMEJKAL, Erhard. Spanende Formung: Theorie, Berechnung, Richtwerte. 17. Auflage. Carl Hanser Verlag München, 2015. ISBN: 978-3-446-44544-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## Bibliographische Beschreibung und Kurzreferat

Helienek, Matus:

Simulative und experimentelle Analyse des Kreissägens

Masterarbeit an der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Chemnitz, Professur Werkzeugmaschinen und Umformtechnik, Chemnitz 2018

117 Seiten, 80 Abbildungen, 19 Tabellen, 1 Anlagen, 12 Quellen

Schlagwörter:

Dynamisches Verhalten des Kreissägens, FEM-Analyse, Short-Time Fourier Transformation Continuous Wavelet Transformation, Discrete Wavelet Transformation

Das Ziel dieser Masterarbeit ist es die dynamischen Wirkungen von Schwingungen und Prozesskräften mit Hilfe von neuen Softwares gänzlich zu analysieren und zu beschreiben. Das Hauptaugenmerk der Arbeit liegt dabei in der Untersuchung der konstruktionsbedingten dynamischen Eigenschaften einer Kreissägemaschine.

### Slovensky

HELIENEK, M. *Simulativní a experimentální analýza kotoučové pily*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 117 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..

Klíčové slová:

Dynamické správanie kotúčovej pily, FEM-analýza, Short-Time Fourier Transformation, Continuous Wavelet Transformation, Discrete Wavelet Transformation

Cieľ tejto práce je analýza dynamických účinkov vibrácií a síl vznikajúcich pri obrábaní. Táto analýza je vykonaná simuláciami rezného procesu rovnako ako experimentálne. Vzniknuté signály sú vyhodnotené pomocou STFT, CWT a DWT

### English

HELIENEK, M. *Simulative and experimental analysis of cutting saw*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 120 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..

Key words:

Cutting saw dynamics, FEM-analysis, Short-Time Fourier Transformation, Continuous Wavelet Transformation, Discrete Wavelet Transformation

This thesis deals with analysis of dynamic forces and vibrations created during cutting with saw. The analysis is done on both simulation and experimental level. Acquired signals are evaluated with signal tools as STFT, CWT and DWT.



## **Selbstständigkeitserklärung**

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Masterarbeit selbstständig und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Quellen und Hilfsmittel angefertigt habe.

### **Slovensky**

Prehlasujem, že táto diplomová práca je mojím vlastným dielom, bola vypracovaná pod vedením pridelených vedúcich a na základe literatúry, ktorá je uvedená v zozname zdrojov.

### **Englisch / English**

I hereby declare that the thesis submitted is my own unaided work. All sources used are acknowledged as references.

Datum:

Unterschrift:

## Danksagung

An diese Stelle möchte ich mich bei allen bedanken, die mich bei der Erstellung dieser Arbeit unterstützt haben. Besonders Dank gilt vornehmlich:

Herrn Prof. Dr.-Ing. Andreas Hirsch und Herrn doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D. für ihre Betreuung und Unterstützung während des Studiums und für ihr Engagement im Zusammenhang mit dem deutsch-tschechischen Doppel-Diplom-Masterstudiengang „Produktionssysteme“.

Meinem Betreuer Herrn Dr.-Ing. Martin Kolouch, der mir sehr mit dieser Arbeit geholfen hat.

Meinem guten Freund Robert Barth, M. Sc. für seine Freundschaft und Unterstützung.

Meinen Eltern für die ständige Unterstützung während des gesamten Studiums.

## Inhaltverzeichnis

<b>Bibliographische Beschreibung und Kurzreferat.....</b>	<b>5</b>
<b>Selbstständigkeitserklärung .....</b>	<b>6</b>
<b>Danksagung .....</b>	<b>7</b>
<b>Inhaltverzeichnis.....</b>	<b>8</b>
<b>Abbildungsverzeichnis.....</b>	<b>10</b>
<b>Tabellenverzeichnis.....</b>	<b>14</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>15</b>
Úvod v slovenskom jazyku.....	17
Motivation.....	18
<b>2 Stand der Technik .....</b>	<b>21</b>
<b>2.1 Dynamik des Kreissägens.....</b>	<b>21</b>
2.1.1 Zerspankräfte .....	22
2.1.2 Dynamisches Verhalten der Kreissäge .....	23
<b>2.2 Überblick über die Schwingungstheorie .....</b>	<b>25</b>
2.2.1 Schwingungsarten .....	27
2.2.2 Schwingungsmessung .....	29
<b>2.3 Übertragungsfunktionen .....</b>	<b>30</b>
<b>2.4 Auswertungstechniken .....</b>	<b>31</b>
2.4.1 Fourier Transformation.....	31
2.4.2 Short Time Fourier Transformation .....	33
2.4.3 Continuous Wavelet Transformation .....	34
2.4.4 Discrete Wavelet Transformation .....	35
<b>3 Ziele der Masterarbeit .....</b>	<b>37</b>
<b>4 Simulative Analyse des Kreissägens.....</b>	<b>39</b>
<b>4.1 Simulation des Schneidprozesses in Matlab .....</b>	<b>39</b>
4.1.1 Rechteckprofil.....	41
4.1.2 Dreieckprofil.....	44
4.1.3 Rohrprofil .....	45
4.1.4 Profil der zwei Wände .....	48
<b>4.2 Dynamisches Verhalten des Versuchstands.....</b>	<b>50</b>
4.2.1 Versuchstand inklusive Sägeblatt .....	50
4.2.2 Eigenfrequenzen des Kreissägeblattes.....	51
4.2.3 Versuchstand mit separate Sägeblatt .....	53
4.2.4 Rechnungsblock für die Torsionsschwingungen.....	55
<b>4.3 Zusammenfassung der Kapitel .....</b>	<b>56</b>
<b>5 Experimentelle Analyse des Kreissägens .....</b>	<b>59</b>
<b>5.1 Bearbeitungszentrum .....</b>	<b>59</b>
<b>5.2 Aufbau des Messungssystems.....</b>	<b>60</b>
5.2.1 Dynamometer Typ 9255B .....	61
5.2.2 Rotationsvibrometer RLV-5500.....	62
5.2.3 Tragkonstruktionen für Vibrometer.....	63

5.2.4	Werkstücke.....	64
<b>5.3</b>	<b>Experimente im Überblick .....</b>	<b>64</b>
<b>5.4</b>	<b>Zusammenfassung der Kapitel .....</b>	<b>65</b>
<b>6</b>	<b>Auwertungsmethoden .....</b>	<b>66</b>
<b>6.1</b>	<b>Short Time Fourier Transformation .....</b>	<b>66</b>
6.1.1	Auswertung eines Signals mit mehreren Fenstergröße .....	66
6.1.2	Anwendung einer Fenstergröße auf mehrere Signale .....	73
6.1.3	Vergleichung von den simulierten und gemessenen Signale .....	82
<b>6.2</b>	<b>Continuous Wavelet Transform des Signals .....</b>	<b>91</b>
<b>6.3</b>	<b>Discrete Wavelet Transform des Signals.....</b>	<b>92</b>
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>95</b>
<b>7.1</b>	<b>Zusammenfassung.....</b>	<b>95</b>
<b>7.2</b>	<b>Ausblick.....</b>	<b>96</b>
<b>8</b>	<b>Zhrnutie diplomovej práce.....</b>	<b>97</b>
<b>8.1</b>	<b>Kapitola 2 – Stand der Technik .....</b>	<b>97</b>
8.1.1	Dynamika kotúčovej píly.....	97
8.1.2	Sily pôsobiace pri obrábaní .....	98
8.1.3	Vibrácie pri obrábaní .....	99
8.1.4	Metódy pre vyhodnotenie vibrácií .....	100
8.1.5	Zhrnutie kapitoly 2 .....	100
<b>8.2</b>	<b>Kapitola 4 – Simulačná analýza kotúčového pílenia .....</b>	<b>101</b>
8.2.1	Simulácia rezného procesu .....	101
8.2.2	Dynamické správanie pracovného priestoru .....	104
8.2.3	Zhrnutie kapitoly 4 .....	106
<b>8.3</b>	<b>Kapitola 5 – Experimentálna analýza kotúčového pílenia .....</b>	<b>107</b>
8.3.1	Obrábacie centrum .....	107
8.3.2	Príprava meracej sústavy .....	108
8.3.3	Prehľad experimentov .....	109
8.3.4	Zhrnutie kapitoly 5 .....	111
<b>8.4</b>	<b>Kapitola 6 – Metódy vyhodnotenia výsledkov.....</b>	<b>111</b>
8.4.1	Short Time Fourier Transformation .....	111
8.4.2	Continuous Wavelet Transform.....	113
8.4.3	Discrete Wavelet Transform.....	113
<b>8.5</b>	<b>Kapitola 7 – Záver práce .....</b>	<b>114</b>
<b>9</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>116</b>
<b>10</b>	<b>Anlageverzeichnis.....</b>	<b>117</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Eigenschaften von Werkzeugmaschinen [1] .....	18
Abbildung 1.2: Anforderungen auf die Werkzeugmaschinen und Verfahren zur Erfassung diese Eigenschaften [1].....	19
Abbildung 2.1: Anforderungen an Metallkreissägen [5] .....	21
Abbildung 2.2: Zerspankraftkomponenten am Einzelzahn [5] .....	23
Abbildung 2.3: Messung der dynamischen Nachgiebigkeit einer Werkzeugmaschine [2].....	24
Abbildung 2.4: Darstellung der Bewegungsgleichung und Prinzip des Ein-Massenschwingers und mathematische Form des Nachgiebigkeitsfrequenzganges [1] .....	26
Abbildung 2.5: Frequenzgänge eines Ein-Massenschwingers [1] .....	26
Abbildung 2.6: Haupterregungsorte der Schwingungen auf der Werkzeugmaschine [3] .....	28
Abbildung 2.7: Selbsterregte Schwingungen: Regenerativeneffekt [1].....	28
Abbildung 2.8: Bestimmungsalgorithmus der Schwingungsursachen [1] .....	29
Abbildung 2.9: Beispielanwendung einer Übertragungsfunktion [7, S. 14].....	30
Abbildung 2.10: Fourier Transformation in Zeit- oder Frequenzbereich [1, S. 210].....	32
Abbildung 2.11: Umformung des Signals in Zeit-Frequenzdiagramm mit der STFT [1, S. 210].....	33
Abbildung 2.12: Streckung und Verschiebung der Wavelet [4, S. 35] .....	34
Abbildung 2.13: 4-stufiges Zersetzungsprozess des Signals mit der DWT [4, S. 60] .....	36
Abbildung 4.1: Graphische Darstellung des Schneidprozesses auf dem Beispiel „Rechteckprofil“	41
<i>Abbildung 4.2: Schneidprozess des Rechteckprofils .....</i>	<i>41</i>
<i>Abbildung 4.3: Verlauf des Schneidprozess von dem Rechteckprofil.....</i>	<i>42</i>
Abbildung 4.4: Detail des Schneidprozess mit Anmerkungen .....	43
Abbildung 4.5: Alle Kräfte in verschiedene Detailansichten, die bei einem Zahn ermittelt wurden .	43
<i>Abbildung 4.6: Schneidprozess des Dreieckprofils.....</i>	<i>44</i>
<i>Abbildung 4.7: Verlauf des Schneidprozess von dem Dreieckprofil .....</i>	<i>44</i>
<i>Abbildung 4.8: Schneidprozess des Rohrprofils .....</i>	<i>45</i>
<i>Abbildung 4.9: Verlauf des Schneidprozess von dem Rohrprofil.....</i>	<i>46</i>
<i>Abbildung 4.10: Detail des Schneidprozess – die Wendepunkte 1 und 2 .....</i>	<i>47</i>
<i>Abbildung 4.11: Verlauf des Schneidprozesses – Kräfte und Momente sinken auf Null .....</i>	<i>47</i>
<i>Abbildung 4.12: Verlauf des Schneidprozess – Kräfte auf einem Zahn.....</i>	<i>48</i>

<i>Abbildung 4.13: Scheidprozess des Profils der zwei Wände</i> .....	48
<i>Abbildung 4.14: Verlauf des Schneidprozess – Profil der zwei Wände (Abstand 25 mm)</i> .....	49
<i>Abbildung 4.15: Rechnungsblock für Vorschub inklusive Sägeblatt</i> .....	51
<i>Abbildung 4.16: Reales und dazugehöriges FEM-Model des Kreissägeblattes</i> .....	52
<i>Abbildung 4.17: Ausgewählte Punkte vom Sägeblattmodell</i> .....	53
<i>Abbildung 4.18: Rechnungsblock für Vorschub mit separate Sägeblatt</i> .....	55
<i>Abbildung 4.19: Schema des Systems mit zwei Freiheitsgraden</i> .....	55
<i>Abbildung 4.20: Rechnungsblock für Torsionsschwingungen</i> .....	56
<i>Abbildung 4.21: Nachgiebigkeit des Versuchstands</i> .....	57
<i>Abbildung 4.22: Vorschub <math>u_y</math> des Rohrprofils – Kraft <math>F_y</math> multipliziert mit der dynamischen Nachgiebigkeit <math>G_y</math></i> .....	58
<i>Abbildung 5.1: Bearbeitungszentrum HEC 630 Athletic</i> .....	59
<i>Abbildung 5.2: Aufbau des Messungssystems für die Experimente</i> .....	61
<i>Abbildung 5.3: Messplattform von Kistler; links – Position auf dem Arbeitstisch, rechts – mit ihren Bauteile [11]</i> .....	61
<i>Abbildung 5.4: Rotationsvibrometer (rechts) und seines Aufnahmeprinzip (links) [11]</i> .....	62
<i>Abbildung 5.5: Tragkonstruktion 1 (links) und Tragkonstruktion 2 (rechts)</i> .....	63
<i>Abbildung 5.6: Untersuchte Werkstücke – Rohrprofil, Rechteckprofil und Dreieckprofil</i> .....	64
<i>Abbildung 5.7: Befestigungskonstruktion am Beispiel des Profils der zwei Wände</i> .....	64
<i>Abbildung 6.1: STFT mit Fenstergröße <math>N = 512</math>, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten)</i> .....	68
<i>Abbildung 6.2: STFT mit Fenstergröße <math>N = 1024</math>, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten)</i> .....	69
<i>Abbildung 6.3: STFT mit Fenstergröße <math>N = 2048</math>, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten)</i> .....	70
<i>Abbildung 6.4: STFT mit Fenstergröße <math>N = 4096</math>, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten)</i> .....	71
<i>Abbildung 6.5: Überschneidung der Gauss-funktion und Zeitpunkte</i> .....	72
<i>Abbildung 6.6: STFT des simulativen Signals von Dreieckprofil, 3D- (oben) und 2D-Spek-trogramm (unten)</i> .....	74
<i>Abbildung 6.7: STFT des simulativen Signals von Rechteckprofil, 3D- (oben) und 2D-Spek-trogramm (unten)</i> .....	75
<i>Abbildung 6.8: STFT des simulativen Signals von Rohrprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektro-gramm (unten)</i> .....	76
<i>Abbildung 6.9: STFT des simulativen Signals von Profil der zwei Wände, 3D- (oben) und 2D-Spektro-gramm (unten)</i> .....	77

Abbildung 6.10: STFT des simulativen Signals von Dreieckprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Torsionsschwingung.....	78
Abbildung 6.11: STFT des simulativen Signals von Rechteckprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Torsionsschwingung.....	79
Abbildung 6.12: STFT des simulativen Signals von Rohrprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Torsionsschwingung.....	80
Abbildung 6.13: STFT des simulativen Signals von Profil der zwei Wände, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Torsionsschwingung .....	81
Abbildung 6.14: STFT des experimentellen Signals von Rohrprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Torsionsschwingung.....	84
Abbildung 6.15: STFT des simulativen Signals von Rohrprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Lateralschwingung.....	85
Abbildung 6.16: STFT des experimentellen Signals von Rohrprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Lateralschwingung .....	86
Abbildung 6.17: STFT des simulativen Signals von Profil der zwei Wände, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Radialschwingung.....	87
Abbildung 6.18: STFT des experimentellen Signals von Profil der zwei Wände, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Radialschwingung.....	88
Abbildung 6.19: STFT des simulativen Signals von Rohrprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Radialschwingung.....	89
Abbildung 6.20: STFT des experimentellen Signals von Rohrprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Radialschwingung.....	90
Abbildung 6.21: CWT – die Kontur aus den simulative und experimetelle Signal.....	92
Abbildung 6.22: DWT – stufenweise Auswertung den Signale.....	93
Abbildung 6.23: DWT – Entrauscht (schwarz) und original (rot) Signal.....	94
Abbildung 8.1: Vlastnosti kotúčovej píly [1].....	97
Abbildung 8.2: Celková obrábacia sila $F_a$ a jej zložky [5].....	99
Abbildung 8.3: Rezanie trubkového profilu .....	102
Abbildung 8.4: Priebeh rezania trubkového profilu .....	103
Abbildung 8.5: Vzťah medzi reznou silou a výstupným signálom. Funkcia $H(\omega)$ predstavuje výpočtový blok. [7, S. 14] .....	104
Abbildung 8.6: Schéma systému s dvoma stupňami voľnosti.....	105
Abbildung 8.7: Diagram poddajnosti opisujúci dynamické správanie pracovného priestoru .....	107

<i>Abbildung 8.8: Príprava meracej sústavy (Sägeblatt – pílový kotúč, Werkstück – obrobok, Tragkonstruktion 1, 2 – nosné konštrukcie).....</i>	<i>108</i>
<i>Abbildung 8.9: Nosné konštrukcie 1 a 2.....</i>	<i>109</i>
<i>Abbildung 8.10: Príprava profilov pre experimenty; vpravo profil dvoch stien s upínacou doskou.</i>	<i>109</i>
<i>Abbildung 8.11: DWT – Vyčistený (čierny) a pôvodný (červený) signál .....</i>	<i>114</i>



## Tabellenverzeichnis

Tabelle 4.1: Parameter des Schneidprozesses und geschnittene Profilen .....	40
Tabelle 4.2: Berechnete Kräfte und Momenten - Rechteckprofil .....	42
Tabelle 4.3: Berechnete Kräfte und Momenten - Dreieckprofil .....	45
Tabelle 4.4: Berechnete Kräfte und Momenten - Rohrprofil .....	46
Tabelle 4.5: Berechnete Kräfte und Momenten – Profil der zwei Wände .....	49
Tabelle 4.6: Eigenformen und Eigenfrequenzen des Sägeblattes .....	52
Tabelle 5.1: Grundparameter des Bearbeitungszentrum HEC 630 Athletic .....	60
Tabelle 5.2: Gemessene Schwingungsarten mittels Vibrometer .....	62
Tabelle 5.3: Fertigungsparameter von den Messungen .....	65
Tabelle 6.1: Erklärung von den Schwingungsursachen .....	73
Tabelle 6.2: Vergleichung von den Simulationen und Experimente .....	83
Tabelle 8.1: Rezné parametre a rozmery nástroja a vybraných profilov .....	102
Tabelle 8.2: Hodnoty síl a momentu, ktoré vznikajú pri rezaní trubkového profilu .....	103
Tabelle 8.3: Vlastné tvary a vlastné frekvencie pílového kotúča .....	105
Tabelle 8.4: Základné parametre obrábacieho centra HEC 630 Athletic .....	108
Tabelle 8.5: Prehľad rezných parametrov .....	110
Tabelle 8.6: Vysvetlenie pôvodu vyznačených efektov .....	112
Tabelle 8.7: Porovnanie simulácií s experimentami .....	113

# 1 Einleitung

Die Entwicklung der Elektronik, Mikroprozessoren und Software in den letzten 30 Jahren hat sich beträchtlich in neuen technologischen Revolutionen ausgewirkt. Der große Einfluss lässt sich nicht nur in höhere Lebensqualität im Privatbereich bemerken, sondern es wurde zudem ermöglicht, durch erweiterte Maschinensteuerungen und Prozessrechner bei der Herstellung eine bessere Automatisierung des industriellen Sektors zu erreichen. Auf Grund stetiger Tendenz der Massenproduktion, setzen die Hersteller immer höhere Arbeitsansprüche (Leistung, Hauptspindeldrehzahlen, Vorschubgeschwindigkeiten) auf den spannenden Werkzeugmaschinen ein. Bei diesen erhöhten Fertigungsparametern erscheinen die unerwünschten Ratterschwingungen, die unmittelbar die Arbeitsgenauigkeit und im Endeffekt auch die Qualität der gefertigten Produkte beeinflussen. Daneben bewirken die Ratterschwingungen größeren Werkzeugverschleiß, also ist auch zu behaupten, dass die Wirtschaftlichkeit der Fertigung beim häufigen Werkzeugwechsel sinkt. [1]

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Analyse des Kreissägens, das als Fertigungsverfahren sehr häufig zu dem spannenden Trennen und Ablängen von Stangen, Rohren und Profilstählen eingesetzt wird. Auf diese Verfahren wirken mehrere Störgrößen ein, die seitliches Verlaufen des Schnittes zur Folge haben und so die geforderten Toleranzen des Werkstücks nicht eingehalten werden können. Außerdem verursachen die entstehenden Seitenkräfte eine asymmetrische Abnutzung der Sägezähne und im Extremfall, bei Überschreitung der Stabilitätsgrenze, können Maschinekomponenten beschädigt werden. [8, S. 4]

Ziel dieser Arbeit ist den Einfluss der Ratterschwingungen mittels Prozessmodelle und Experimente zu studieren. Am Anfang wird deshalb über die Problematik vom technischen Ausgangspunkt geschrieben, wie werden beim Sägen wirkende Zerspankkräfte erklärt, sowie die Weise wie diese Kräfte mit Hilfe von Rechnerprogramme in einem bewertbaren Signal umgeformt werden können. Schließlich werden die Auswertungsmethoden für Schwingungen vorgestellt.

Nach dieser Theorie werden Modellsimulationen für jedes ausgewählte Werkstückprofil erzeugt, sowie ihr experimentelles Sägen auf einem Bearbeitungszentrum geplant und durchgeführt. Hier werden die entstehenden Schwingungen mit Messtechnik gemessen. In einem weiteren Schritt sollen schließlich die rechnerischen und experimentellen Ergebnisse mit Auswertungstechniken beurteilt werden.



## Úvod v slovenskom jazyku

Vývoj elektroniky, mikroprocesorov a softwaru sa za posledných 30 rokov značne prejavil v novej technologickej revolúcii. Jej veľký vplyv je možné sledovať nielen vo zvýšenej kvalite života bežných ľudí, ale aj v priemyselnom sektore, kde prostredníctvom zdokonalenej výpočtovej techniky a riadenia bolo možné dosiahnuť vyšší stupeň automatizácie. Dnešný trend rastúcej masovej produkcie sa prejavuje vo veľkých nárokoch výrobcov na obrábacie stroje. Pri zvýšených rezných parametroch (rezná rýchlosť, posuv na zub, otáčky) sa začínajú prejavovať nežiadúce vibrácie, ktoré znižujú presnosť výroby a v konečnom dôsledku i kvalitu zhotoveného výrobku. Okrem toho spôsobujú aj vyššie opotrebenie nástroja, z čoho vyplýva aj pokles ekonomickosti výroby z dôsledku jeho častej výmeny. [1]

Táto práca sa zaoberá analýzou pílenia, dokončovacieho procesu, ktorý sa často využíva pri obrábaní a rezaní tyčí, trubiek a kovových profilov. Na tento obrábací proces účinkujú nežiaduce sily, ktoré vychylujú presnosť rezania a spôsobujú, že finálny obrobok nedosahuje predpísané geometrické tolerancie. Okrem toho majú tieto sily za následok nerovnomerné opotrebenie nástroja a v extrémnom prípade, pri prekročení hranice stability, môžu poškodiť jednotlivé časti obrábacieho stroja. [8, S. 4]

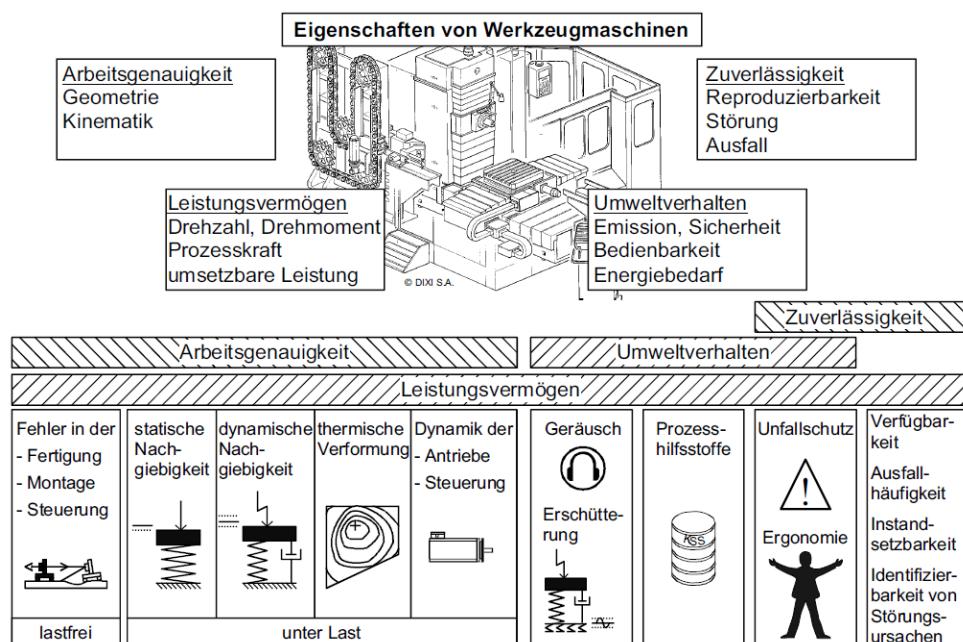
Cieľom tejto práce je študovanie vplyvu vibrácií v rovine simulácií a meraní obrábacieho procesu. Začiatok práce sa preto venuje tejto problematike z teoretického hľadiska, kde sú vysvetlené pôsobiace sily na nástroji rovnako ako možnosti, ktorými sa pomocou výpočtovej techniky dajú tieto sily previesť na signál. Na záver sú predstavené metódy, ktorými sa získaný signál vyhodnocuje.

Praktická časť práce sa zaoberá modelovaním skúmaných profilov, simulovaním rezného procesu za účelom získania dát a prípravou obrábacieho stroja na meranie vibrácií. Vypočítané a namerané hodnoty vibrácií budú na záver tejto práce porovnávané a vyhodnocované.

## Motivation

*Wenn du die Geheimnisse dieses Universums erkunden willst, dann denke in Form von Energie, Frequenz und Schwingung – Nikola Tesla, Erfinder und Physiker (1856 - 1943)*

Wenn Unternehmen heutzutage konkurrenzfähig sein wollen, müssen sie beim Entwurf neuer Werkzeugmaschine u.a. auf ihre Produktionseffizienz achten. Die ist in der Regel durch folgenden Grundeigenschaften der Werkzeugmaschine bedingt: Arbeitsgenauigkeit, Leistungsvermögen, Zuverlässigkeit und Umweltverhalten (Abb. 1.1). [1]

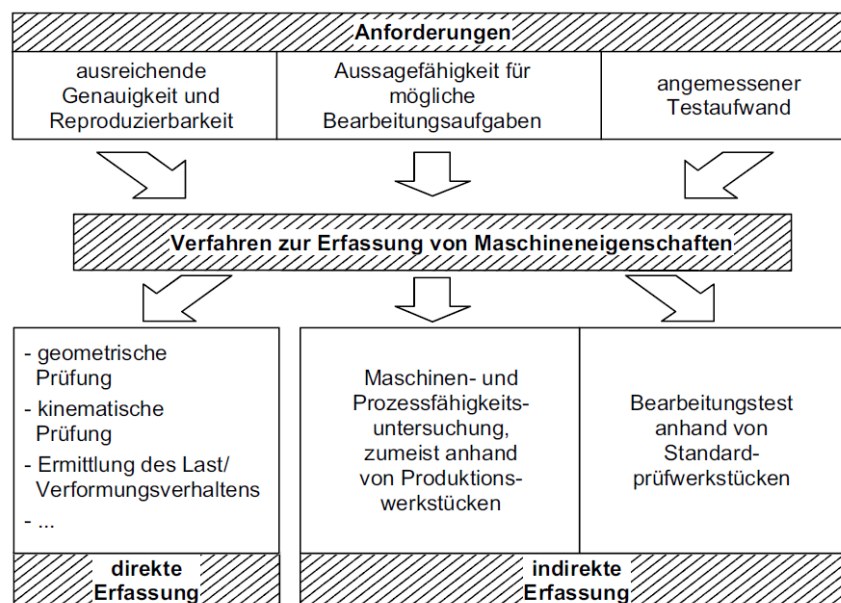


**Abbildung 1.1: Eigenschaften von Werkzeugmaschinen [1]**

Die Arbeitsgenauigkeit und das Leistungsvermögen einer Werkzeugmaschine wird grundsätzlich durch das geometrische und kinematische Verhalten der unbelasteten Maschine sowie durch das dynamische und eventuell thermische Verhalten während der Prozessbelastung bestimmt. Die Schwingungserscheinung einer Werkzeugmaschine wird zum größten Teil von diesen zwei genannten Eigenschaften beeinflusst. Ihr Wert hängt erstens von der Fertigungsqualität der Maschinenkomponenten ab. Jede geometrische Abweichung verursacht in Kombination mit den Prozesskräften eine vergrößerte Verformung, entweder der Bauteile oder der Oberflächenqualität des Werkstücks. Zweitens haben die Schnittparameter Schwingungen zufolge. Bei größerer Belastung entstehen stärkere dynamische Kräfte, die mit der Maschinensteifigkeit gedämpft werden müssen. [1]

An diese Eigenschaften knüpfen auch Zuverlässigkeit und Umweltverhalten einer Werkzeugmaschine an. Die Zuverlässigkeit wirkt sich insbesondere in der Wirtschaftlichkeit innerhalb des Fertigungsprozesses aus. Durch die Vermeidung starker Schwingungen müssen Bauteile, aufgrund von Verschleiß oder Beschädigung, nicht so häufig gewechselt werden. Dies reduziert die Kosten und dient gleichzeitig der Umwelt. Schlussendlich wird somit auch der Arbeitsschutz, durch die Reduktion schwingungsbedingter Geräusche, verbessert. [1]

Nach Produktionsanforderungen realisiert jeder Hersteller seine Werkzeugmaschine für bestimmte Aufgaben und versucht das optimale Verhältnis zwischen diese Eigenschaften zu erfüllen, damit sich die Produktion nicht verteuert (Abb. 1.2). Der Grund, weshalb diese Eigenschaften erwähnt wurden, ist simpel – alle werden mit den Schwingungen verbunden und diese beeinflussen meistens den Fertigungsprozess negativ. Das Problem liegt aber darin, dass niemand vor dem Aufbau sagen kann, wie sich die Bauteile in Wirklichkeit, bzw. unter Belastung zusammen verhalten. [1]



**Abbildung 1.2: Anforderungen auf die Werkzeugmaschinen und Verfahren zur Erfassung diese Eigenschaften [1]**

Vor diesem Hintergrund ist die statische und dynamische Steifigkeit einer Maschine als ein Kriterium ihrer Leistungsfähigkeit anzusehen. Mit modernen Rechensoftwares ist heutzutage statisches Verhalten mit relativ guter Genauigkeit beschreibbar. Demgegenüber stehen die dynamischen Kenntnisse des Dämpfungs- und Steifigkeitsverhaltens welches unmöglich zu verallgemeinern ist, weil jede spannende Maschine anders arbeitet. Damit wird die beste Werkstück-Werkzeug Konfiguration erreicht und Formfehler am Werkstück vermieden, dazu müssen verschiedene Untersuchungen und Messungen zur

Schwingungsbeurteilung auf der Maschine durchgeführt werden, dies ist noch wichtiger bei hoch-präzisen Bearbeitungsaufgaben. [1]

Bei der Konstruktion der Kreissägeblätter bestreben die Hersteller eine große statische und dynamische Steifigkeit des Werkzeuges zu erreichen. Um das dynamische Verhalten von Werkzeugmaschine zu beschreiben, dient die numerische Ermittlung der Modalanalyse und somit das Stabilitätsdiagramm. Für die Kreissägen existiert bislang kein verfahrensspezifisches Prozessmodell, das dies erlauben könnte. Deshalb liegt der Schwerpunkt dieser Arbeit in der Kenntniserweiterung der Schwingungswirkung in diesem Fertigungsverfahren, sowie was kann zur Verbesserung der Wettbewerbssituation des Kreissägemaschinenherstellers führen. [5, S.16], [8, S.12]

## 2 Stand der Technik

Das Ziel dieses Kapitel liegt in der Kenntniserweiterung des Kreissägeprozesses. Als ersten wird das Schneidprinzip an der Kreissäge erklärt – wie wirken die Zerspankräfte an dem Werkzeug während des Schneidprozesses. Des Weiteren wird die Kreissägemaschine, an der die Experimente durchgeführt werden, vorgestellt. Schließlich wird das dynamische Verhalten der Maschinenkomponenten beschrieben.

Danach kommt kurz ein Überblick über Schwingungen und Auswertungsmethoden, die die theoretischen Grundlagen für diese Arbeit darstellen.

### 2.1 Dynamik des Kreissägens

Die Kreissäge gehört zur allgemeinen spanenden Werkzeugmaschine, die heutzutage im industriellen Fertigungsprozess eingesetzt wird. Ihre Aufgabe besteht in der schnellen, maßgenauen und mit hoher Oberflächenqualität erzeugten Vorbereitung des Halbprodukts welches für die Weiterverarbeitung geeignet ist. Daraus lassen sich die Hauptanforderungen an eine Kreissäge ableiten (Abb. 2.1). [6, S. 4]

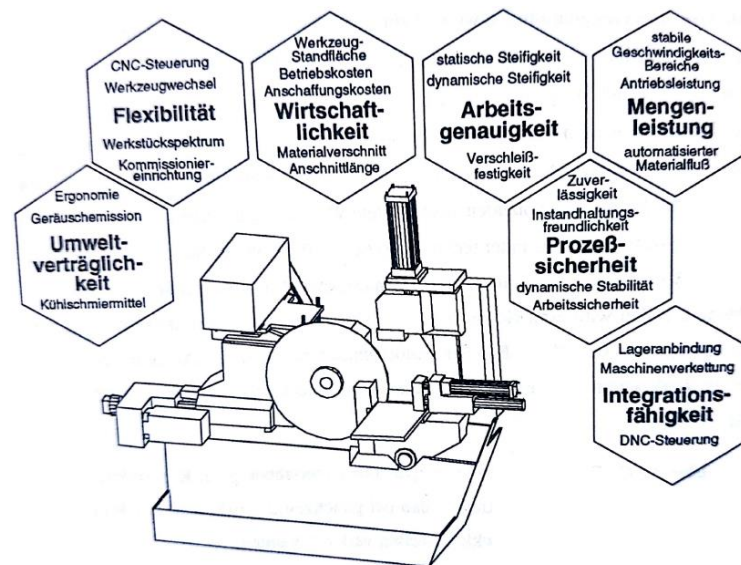


Abbildung 2.1: Anforderungen an Metallkreissägen [5]

Neben der Erhöhung des Automatisierungsgrades wird sich um eine größere Leistung (bzw. niedrigere Bearbeitungszeit) bemüht, was zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens und der Zerspankräfte führt. Wie bei allen Werkzeugmaschinen ist hierbei der statische und dynamische Anteil dieser Kräfte zu unterscheiden. Statische Kräfte (z.B. Gewichtskräfte der Komponenten) zeichnen sich durch die zeitliche und konstante Ver-



formung des Systems aus. Wird dieser statische Anteil in der Zeit überlagert, werden die dynamischen Kräfte mit Wechselwirkung auf der Maschine beschrieben. [6, S. 4]

### 2.1.1 Zerspankräfte

Von einem kinematischen Gesichtspunkt wird Kreissägen als eine Verbindung der rotatorischen Schnittbewegung des Werkzeugs und zu der Rotationsachse senkrechte Vorschubbewegung definiert. Für die Zerspankraft<sup>1</sup>  $\vec{F}$ , die auf das Kreissägeblatt bzw. Werkstück wirkt, gibt es nach [6, S. 65] zwei Möglichkeiten durch die sie zusammengesetzt werden kann:

- **Summe der tangentialen Schnittkraft und radialen Drangkraft:**

$$\vec{F}_a = \vec{F}_C + \vec{F}_{cN} \quad (2.1)$$

Für die Berechnung der Schnittkraft  $\vec{F}_C$  gilt die von Kienzle und Victor entwickelte Formel, welche heute gängig bei spanenden Formgebungsverfahren angesetzt wird.

$$F_C = k_c \cdot b \cdot h \quad (2.2)$$

$$F_{cN} = k_n \cdot b \cdot h \quad (2.3)$$

mit

$$k_c = k_{c1.1} \cdot h^{-m_c} \quad (2.4)$$

$$k_n = k_{n1.1} \cdot h^{-x_c} \quad (2.5)$$

und damit

$$F_C = k_{c1.1} \cdot b \cdot h^{1-m_c} \quad (2.6)$$

$$F_{cN} = k_{n1.1} \cdot b \cdot h^{1-x_c} \quad (2.7)$$

Hierbei gilt:  $b$  ist die Spanungsbreite,  $h$  ist die Spanungsdicke,  $k_c$  ist die spezifische tangentielle Schnittkraft,  $k_n$  ist die spezifische normale Schnittkraft und  $m_c$  und  $x_c$  sind die Spanungsdickenexponenten. Bei Zahn, für welche Winkel  $\varphi = 0$  ist, ist die Spanungsdicke gleich dem Vorschub pro Zahn  $f_Z$ . Zur Berechnung von der Schnittkraft, die auf die eingreifenden Zähne mit  $\varphi \neq 0$  wirkt, ist es erforderlich die momentane Spanungsdicke zu kennen. Diese berechnet man nach folgender Beziehung:

---

<sup>1</sup> Die Zerspankraft besteht aus einer Aktiv- und Passivkraft. Bei Verwendung eines Sägeblattes mit symmetrischen Zähne lässt sich die Passivkraft aufheben, weshalb im Weiteren mit  $\vec{F}_p = 0$  gerechnet wird.

$$h_i(\varphi) = f_z \cdot \sin \varphi_i \quad (2.8)$$

Mittels dieser Gleichungen werden alle Zerspankraftkomponenten ermöglicht bestimmt auszudrücken. Ihre geometrischen Zusammenhänge sind auf der Abb. 2.2 dargestellt. [6, S. 17]

- **Summe der Vorschubkraft und dazu normale Stützkraft:**

$$\vec{F}_a = \vec{F}_x + \vec{F}_y \quad (2.9)$$

Die aktive Zerspankraft  $\vec{F}_a$  kann auch auf zwei Kräfte in den Richtungen von x und y Koordinaten mittels goniometrischen Funktionen aufgeteilt werden. Um die Daten über Zerspankraft und Abweichungen im gleichen Koordinatensystem zu realisieren, wird diese Gleichung eingesetzt. In der Regel wird die Schnittkraft  $F_c$  und Drangkraft  $F_{cN}$  durch den Sinus mit entsprechendem Winkel umgewandelt.

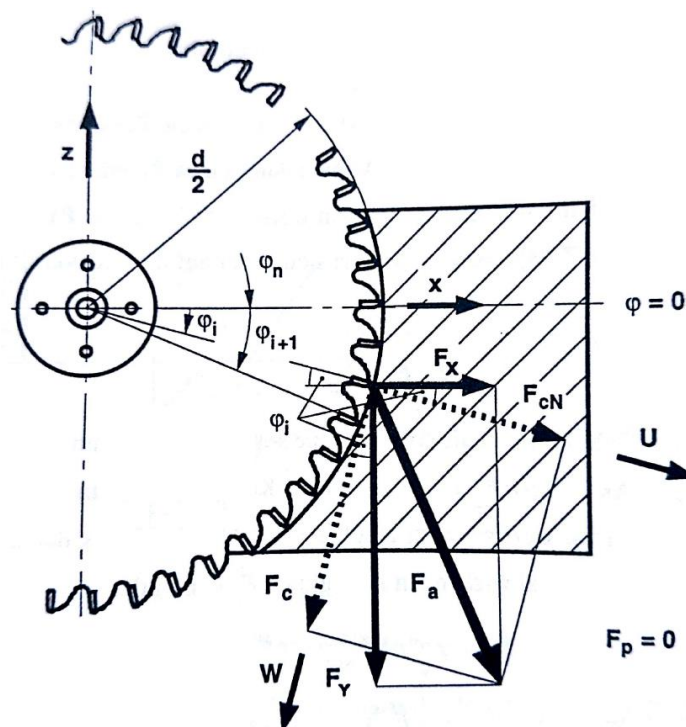


Abbildung 2.2: Zerspankraftkomponenten am Einzelzahn [5]

### 2.1.2 Dynamisches Verhalten der Kreissäge

Wie bei allen Werkzeugmaschinen kann das Betriebsverhalten in einen stabilen und instabilen Schnittbereich eingeteilt werden. Die beim Scheiden erzeugten Wechselkräfte, die die statischen Schnittkräfte überlagern, können bei kritischer Einstellung der Schnittparameter das System über seine dynamischen Steifigkeitsgrenzen führen. Mittels Analyse der Eigenschwingungen, Resonanzfrequenzen und Betriebsmessungen können ver-

verschiedene Diagramme (Stabilitätskarte, Ortskurve der Nachgiebigkeit, usw.) erstellt um somit den Schneidprozess im Stabilitätsbereich zu halten und die Steifigkeit der Maschinenkomponenten nicht zu überschreiten (Abb. 2.3). [1, S. 199], [6, S. 24]

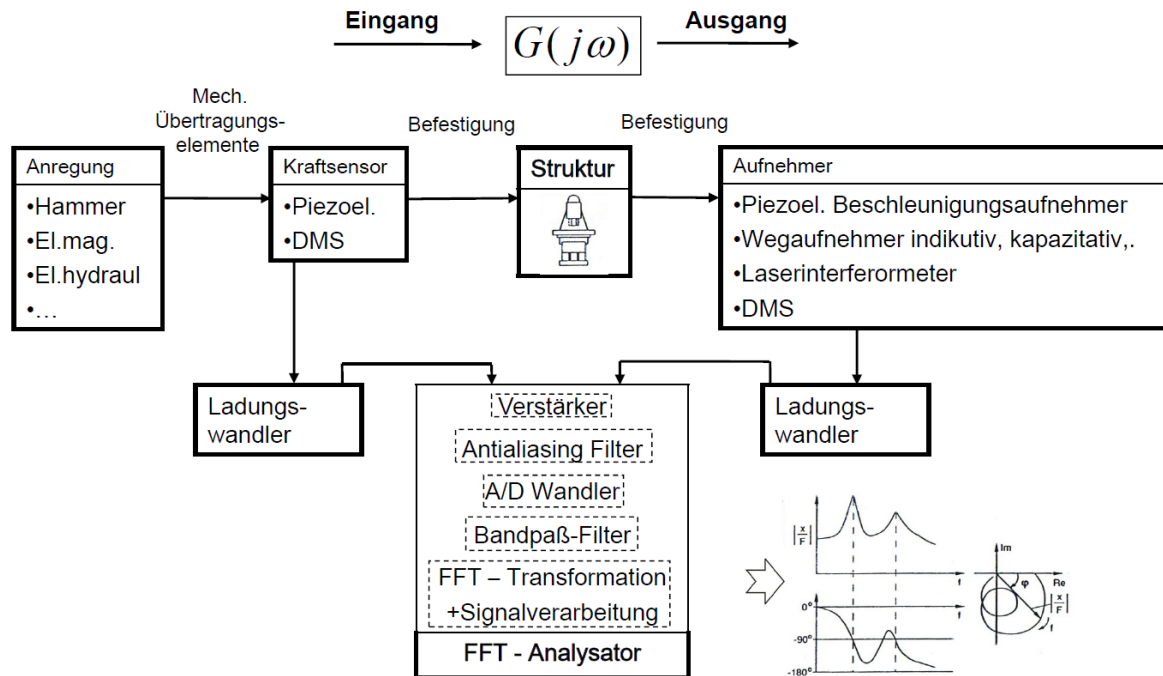


Abbildung 2.3: Messung der dynamischen Nachgiebigkeit einer Werkzeugmaschine [2]

Die Dynamik der Kreissäge ist in der Regel durch die Gesamtnachgiebigkeit seiner Maschinenkomponenten und ausgewählte Zerspanprozessparameter definiert. Von den Maschinenkomponenten werden bei der Konstruktion mit FEM-Programmen der Hauptantrieb, Vorschubantrieb, das Werkzeug und Gestell geprüft. [8, S. 21]

Mit Bezug auf das dynamische Verhalten beim Kreissägen ist die höchste Nachgiebigkeit im Hauptantrieb und Werkzeug zu beobachten. Auf Grund dessen liegt in diesem Überblick der Fokus auf diesen Teilen. Über die Messungen und FEM-Berechnungen zur Dynamik des Vorschubantriebs und Gestells wird in der Literatur (siehe Maulhardt [5]) ausführlich beschrieben. Diese Forschung ergab, dass die Nachgiebigkeit dieser Bauteile wesentlich geringer ist und so der größte Einfluss des dynamischen Verhaltens im Hauptantrieb und Werkzeug liegt.

Nach FEM-Berechnungen ist der Hauptantrieb oft die Schwachzone der Kreissägemaschine. Beim Schneiden wirkt hier die Fremderregung durch die Zahneintrittsfrequenz, welche über einen harmonischen Verlauf verfügt. In Abhängigkeit von der Schnittgeschwindigkeit und der Werte der Maschineneigenfrequenz kann dieser Effekt zur Ratterschwingungen und Instabilitäten des Schneidprozesses führen. Da diese Stabilitätsgrenze

nicht überschritten werden darf, wird das dynamische Verhalten in einem Stabilitätsdiagramm, das die optimalen Schnittparametern darstellt, berücksichtigt. [8, S. 25]

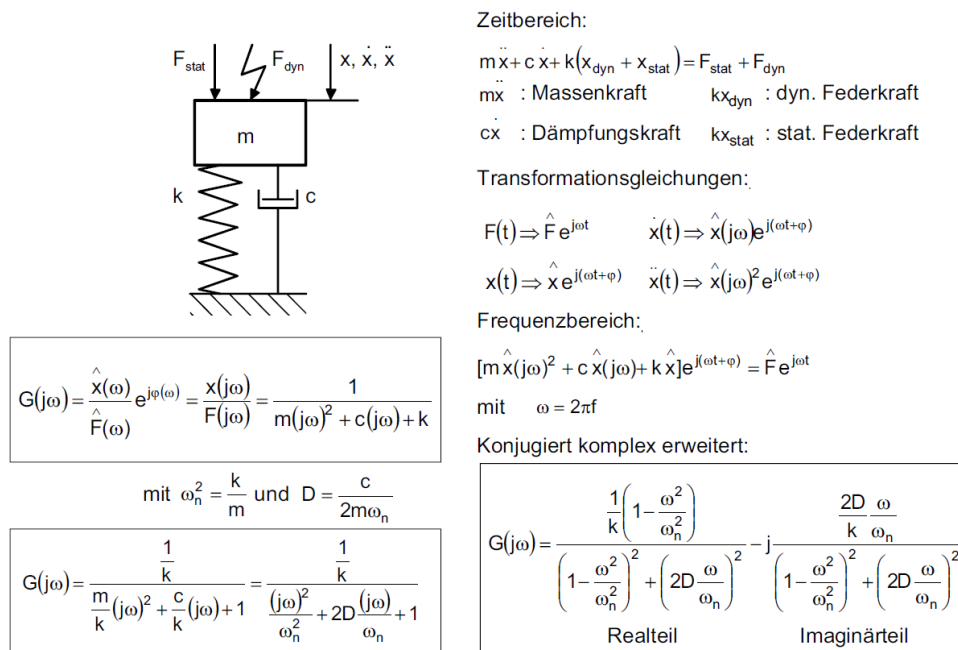
Ein Kreissägeblatt ist in der Regel durch die hohe Nachgiebigkeit in Seitenrichtung ausgezeichnet, hierbei lässt sich eine starke Neigung bei hohen Vorschubwerten beobachten. Für eine vollständige Schwingungsanalyse eines Kreissägeblattes wird heutzutage eine Modalanalyse durchgeführt um seine Eigenformen und Eigenfrequenzen zu entdecken. Diese ermittelten Werte sind später mit Eigenformen der Kreissägemaschine zu vergleichen. [8, S. 35]

Im Prozessmodell werden insgesamt vier Schwingungsrichtungen x-y-z- $\varphi$  ( $\varphi$  Torsionswinkel der Arbeitsspindel, die die Torsionsschwingungen beschreibt) gemessen um somit ein Experiment vollwertig auswerten zu können.

Das dynamischen Verhalten der Kreissäge ist oft mit instationäre und nichtlineare Schwingungen verbunden. Nach der Definition können die instationäre Schwingungen so beschrieben werden, dass sie sich in Zeit unregelmäßig verändern und keine Periode ist erkennbar. Das Termin nichtlineare Schwingungen bedeutet, dass keine definierte Amplitude im Frequenzbereich ist. [15]

## 2.2 Überblick über die Schwingungstheorie

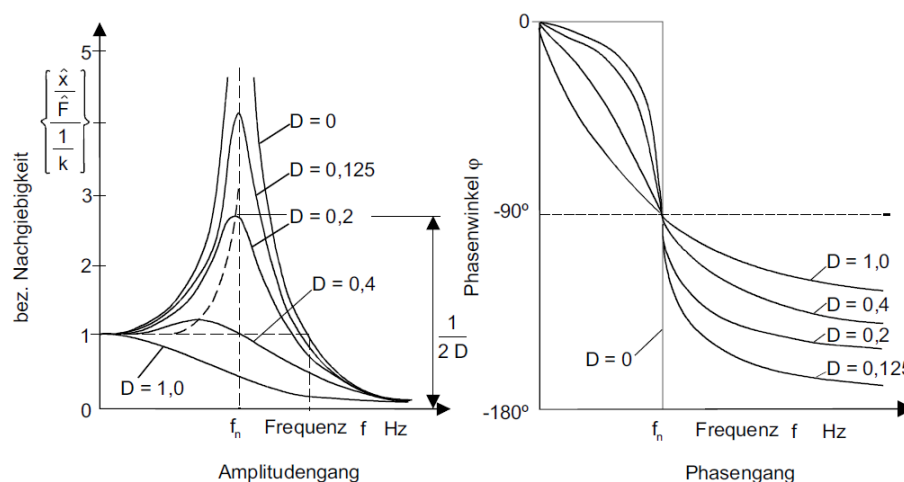
Die Schwingung wird als die Anzahl der Bewegungen um eine feste Position pro Zeiteinheit (auch Frequenz genannt) charakterisiert und grundsätzlich die Reaktion einer Maschine auf den Bearbeitungsprozess. Die Beschreibung dynamischer Maschineneigenschaften ist am Beispiel des Ein-Massenschwingers demonstriert und mathematisch mit der Bewegungsgleichung durch bestimmte Frequenzbereich ausgedrückt (Abb. 2.4). Es gilt:  $m$  repräsentiert die Trägheitsmasse (z.B. Maschinenteile),  $c$  die Dämpfungskonstante,  $k$  die statische Steifigkeit und  $F_{stat}$  und  $F_{dyn}$  sind die Erregerkräfte. Variablen  $x$ ,  $\dot{x}$ , und  $\ddot{x}$  stellen die Verlagerung (Abweichung), Geschwindigkeit und Beschleunigung dar. [1, S. 196], [2], [3]



**Abbildung 2.4: Darstellung der Bewegungsgleichung und Prinzip des Ein-Massenschwingers und mathematische Form des Nachgiebigkeitsfrequenzganges [1]**

Aus dieser Differentialgleichung wird das dynamische Verhalten von Maschinen, in Form des Nachgiebigkeitsfrequenzganges  $G(j\omega)$ , abgeleitet. Die dynamische Nachgiebigkeit beschreibt die zeitliche Auswirkung zwischen Kraft- und Momentbelastung und Verformung in Weg oder Winkel. [1, S. 196], [2], [3]

Beim Ein-Massenschwinger, der ungedämpft (Dämpfungsmaß  $D = 0$ ) ist, kommt die Eigenkreisfrequenz  $\omega_n$  (eng. natural frequency) vor. Bei dieser Frequenz ist der Phasenwinkel gleich  $90^\circ$  und im System wird die Eigenfrequenz  $f_n$  erreicht, die sich mit einer unendlichen Resonanzüberhöhung der Nachgiebigkeit auszeichnet (Abb. 2.5). [1, S. 197]



**Abbildung 2.5: Frequenzgänge eines Ein-Massenschwingers [1]**

Da die Eigenfrequenzen das Werkzeug in die Instabilität bringen, wird im zugehörigen Modell des Werkzeuges mit dem FEM-Programm die Modalanalyse durchgeführt um seine Eigenformen und somit die Eigenfrequenzen der Schwingungen zu analysieren und darzustellen. [8, S.35]

### 2.2.1 Schwingungsarten

In spannenden Werkzeugmaschinen sind nach der Entstehung vier Schwingungsarten zu unterscheiden: freie, parametererregte, fremderregte und selbsterregte Schwingungen. In der Regel werden hauptsächlich die fremderregten und selbsterregten Schwingungen beurteilt, weil diese durch die dynamische Belastung und Kräfte bedingt sind. [1], [3]

- **Freie Schwingungen** entstehen und verschwinden relativ schnell und werden von den Bewegungsänderungen (Starten / Stoppen) der Maschine oder vom Anlauf des Werkzeuges im Werkstück verursacht. Sie haben keinen Einfluss auf die dynamischen Belastung. [3]
- Die **parametererregten Schwingungen** sind im Prinzip gleich, aber die Ursache liegt in der Parameteränderung des Systems, wie bspw. die Masse, Steifigkeit usw. Ihre Wirkung ist mit der Zeit schnell vernachlässigbar. [3]
- **Fremderregte bzw. erzwungene Schwingungen** entstehen bei einer periodisch wiederholenden Anregungskraft, die ihren Ursprung entweder im Werkzeug, der Maschinenkomponenten oder Fundament der Maschine hat (Abb. 2.6). In den meisten Fällen handelt es sich um eine Unwucht wegen Lagerfehlern, ungenau gefertigte Bauelementen oder Zahneingriffsstöße des Werkzeuges. Fremderregte Schwingungen können auch durch äußere dynamische Kräfte, die über das Fundament eingeleitet werden, erregt werden. Alle einwirkenden Anregungskräfte schwingen das Maschinensystem mit einer bestimmten Frequenz. Diese kann dem System schaden, wenn sie in der Nähe der Eigenfrequenz der Maschine liegt. Diese Schwingungen können reduziert oder ganz beseitigt werden, indem die Störquellen eliminiert werden. Zum Beispiel durch einen Bauteilewechsel oder indem die Anregungsfrequenz so geändert wird, dass sie sich nicht mit der Eigenfrequenz vereinigt. [1, S. 201], [3]

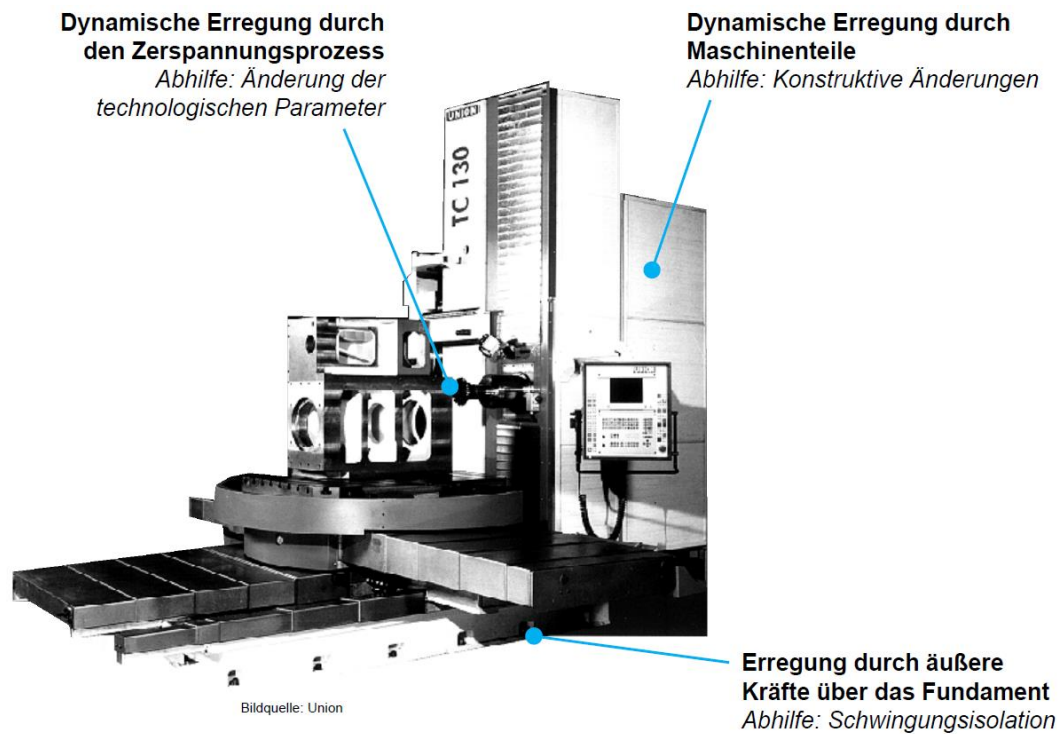


Abbildung 2.6: Haupterregungsorte der Schwingungen auf der Werkzeugmaschine [3]

- **Selbsterregte Schwingungen** schwingen das System mit einer oder mehreren Eigenfrequenzen. Sie können bei solchen System auftreten, die über eine Energiequelle eine periodische Energiezufuhr erhalten. Die erregende Wechselkraft der Energiequelle und Schwingbewegung des Systems werden in günstige Phasenbeziehung hergestellt. Charakteristisches Merkmal dieser Schwingungsart ist die Stabilitätsgrenze überschreitende Schnittgeschwindigkeit, die für das Anwachsen der Schwingungsamplituden neben Resonanzfrequenzen der Maschine verantwortlich ist. Beim Kreissägen lässt sich meistens ein dynamisches Problem aufgrund des Regenerativeffekts bemerken (Abb. 2.7), bei dem das Einschneiden des Werkzeugs in dem vorausgegangenen gleichartigen Schneide (mit hervorgerufene Welligkeit)

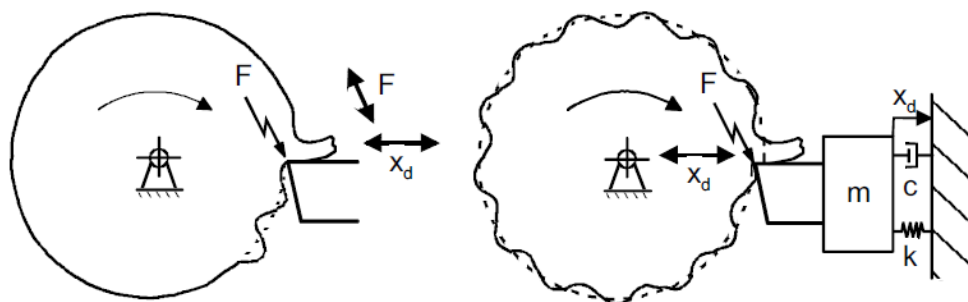


Abbildung 2.7: Selbsterregte Schwingungen: Regenerativeffekt [1]

verläuft und in gewisser Weise die Oberflächenqualität und Maschinestabilität verringert. Ist die Oberfläche glatt, kann daneben auch eine Lagekopplung des Systems auftreten, bei dem sich die Eigenschwingungen gegenseitig beeinflussen und somit die Maschine zu einer erhöhten Instabilität neigt. [1, S. 203], [6, S. 5]

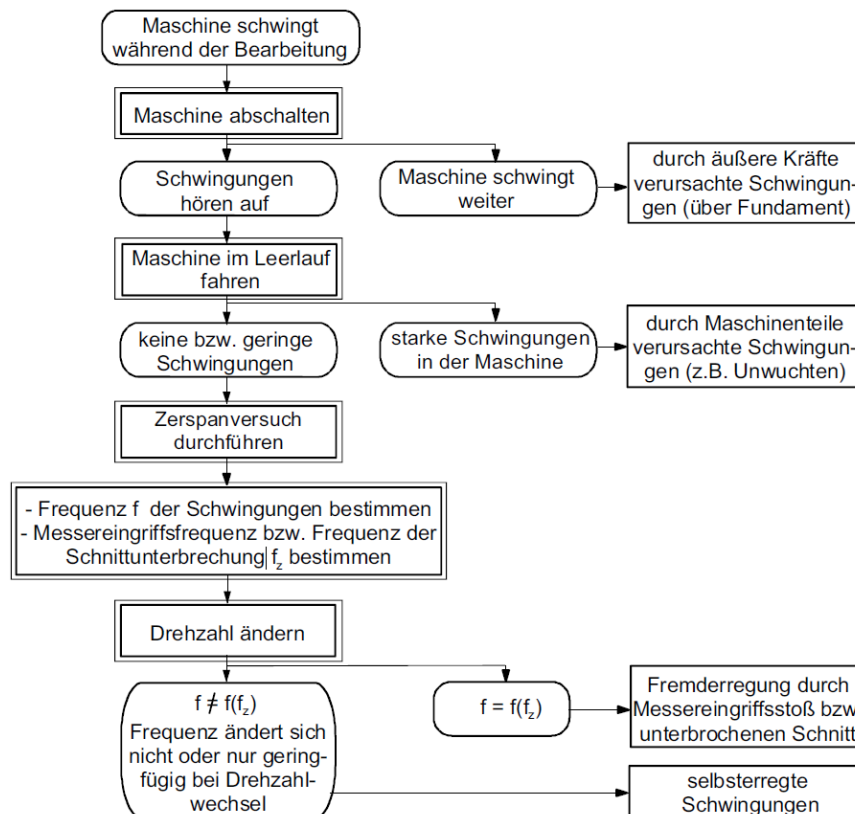


Abbildung 2.8: Bestimmungsalgorithmus der Schwingungsursachen [1]

Die Schwingungsursachen lassen sich mit einem Bestimmungsalgorithmus bewerten (Abb. 2.8). [1]

## 2.2.2 Schwingungsmessung

Bei der Schwingungsmessung muss man wissen, was und wie ermittelt werden soll. Zur Schwingungsanalyse werden drei mathematische Parameter gemessen: Ausschlag, Geschwindigkeit und Beschleunigung. Da diese Parameter in einem mathematischen Zusammenhang stehen, ist es ausreichend nur einen Parameter abzumessen und mittels elektronischen Integratoren in die übrigen zwei umzuformen. Der Grund weshalb alle drei Parametern benutzt werden, liegt in der Effektivität: der Ausschlag wird am besten im niederfrequenten Anteile der Vibrationen auftreten und andererseits ist im hochfrequenten Anteil die Beschleunigung -am stärksten wahrnehmbar. [3]



Die Auswahl des Schwingungsaufnehmers ist auch von der Signalart abhängig. Die Signale können nach verschiedenen Aspekten geteilt werden: die Rauschsignale (mit der Funktion nicht beschreibbar) und funktional dargestellte Signale oder periodische (sinusförmige Anregungen) und nichtperiodische (impulsförmige Anregungen). [1]

Der Messungsort einer Werkzeugmaschine spielt auch wichtige Rolle. Es lässt sich zwischen Relativerregung und Absoluterregung unterscheiden. Die Relativerregung eignet sich neben dynamischen Kräften auch für die statische Grundlast, was in der Praxis eine bessere Simulation der Zerspankkräfte ermöglicht. Für die Untersuchung einzelner Bauteile oder in den Fällen, in es nicht möglich ist die Relativerregung aufzunehmen (z.B. bei sich bewegenden Bauteilen), ist der Einsatz des Absoluterregers günstiger. [1]

## 2.3 Übertragungsfunktionen

Die gemessenen Signale, die durch mittels Aufnehmer ermittelt wurden, enthalten in Form von Differentialgleichungen (von Ausschlag, Geschwindigkeit oder Beschleunigung) viele Informationen über das Werkzeugmaschineverhalten. Die entsprechenden Übertragungsfunktionen für diese Parametern sind Nachgiebigkeit, Beweglichkeit und Beschleunigung pro Krafteinheit; die am häufigsten eingesetzte Funktion ist die Nachgiebigkeit, mit der sich die anderen Parameter berechnen lassen.

Die Aufgabe der Übertragungsfunktionen besteht aus der Multiplizierung der Eingangsamplitude des Signals mit der Funktion  $|G(j\omega)|$ , die einen Phasenwinkel und Betrag besitzt. Die erschafter Ausgangsamplitude wird somit von möglichem Rauschen (elektrische Störsignale in den Meßgeräten), das durch jede Messungart entsteht, entzogen. Der Nachgiebigkeitsfrequenzgang bietet somit die Basis für eine Untersuchung der Maschinestabilität (Abb. 2.9). [1, S. 215], [7, S. 14]

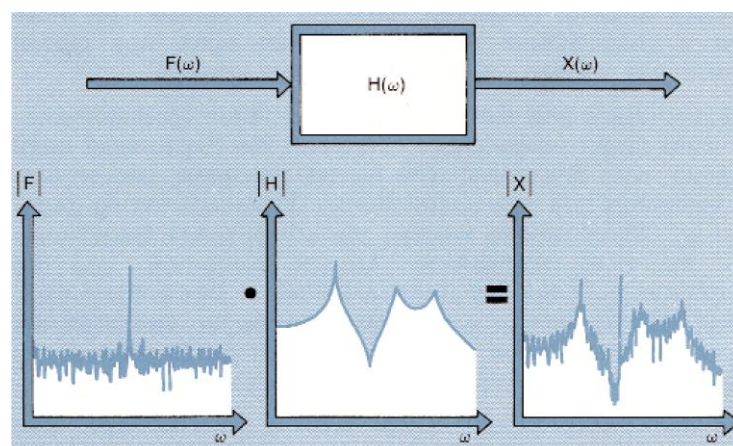


Abbildung 2.9: Beispielanwendung einer Übertragungsfunktion [7, S. 14]

Im mathematischen Sinn wird die Übertragungsfunktion als Dividierung der Fouriertransformierten des Ausgangssignals durch Fouriertransformierte des Eingangssignals definiert. [1, S. 217]

$$G(j\omega) = \frac{\int_0^T x(t)e^{-j\omega t} dt}{\int_0^T F(t)e^{-j\omega t} dt} \quad (1.9)$$

Mit  $F(t)$  als Eingangssignal und  $x(t)$  als Ausgangssignal.

## 2.4 Auswertungstechniken

In diesem Kapitel soll ein Überblick über digitale Signalverarbeitung sowie ihre Bewertung und Eignung für die Kreissäge gegeben werden.

Der Begriff „Signal“ bezieht sich auf eine messbare physikalische Größe, die eine bestimmte Informationsart trägt und als Kommunikationsmittel dient. Signal wird Ausgang des Beschleunigungsaufnehmers in Form des zeitlich wechselnden Stromes, der Information über Schwingungen z. B. des Werkzeuges für Bewertung bringt. Die ursprüngliche Information wird hierbei aber oft mit mehreren Anregungen vermischt. Um nutzbare Daten über das dynamische Verhalten zu erhalten, muss das Signal durch die Transformationsfunktionen verarbeitet werden. [4, S. 17]

### 2.4.1 Fourier Transformation

Fourier Transformation (FT) ist das am weitesten angewendete Mittel für die Signalverarbeitung im Wissenschaftsumfeld. Im Grundprinzip wird ein aufgenommenes Zeitsignal über einen Frequenzbereich in eine Summe von Sinus- und Kosinusfunktionen umgewandelt (Abb. 2.10). Die Fourierreihe (2.10) kann aber nicht auf nichtperiodische Vorgänge eingesetzt werden – hier gilt nur das Fourierintegral (2.15), welches die nichtperiodische Funktion  $x(t)$  in ein kontinuierliches Frequenzspektrum, das als die Energiedichte des Signals definiert wird, umformt. Die Fourier Transformation kann auch für Rücktransformation als inverse FT (2.16) verwendet werden. [1, S. 209]

Fourierreihe:

$$x(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [A_n \cdot \cos(n\omega_0 t) + B_n \cdot \sin(n\omega_0 t)] \quad (2.10)$$

wo

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T_0} \quad (2.11)$$

$$A_0 = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} x(t) dt \quad (2.12)$$

$$A_n = \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0} x(t) \cos(n\omega_0 t) dt \quad (2.13)$$

$$B_n = \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0} x(t) \sin(n\omega_0 t) dt \quad (2.14)$$

Fourierintegral:

$$E_x(j\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) [\cos(\omega t) - j \sin(\omega t)] dt \quad (2.15)$$

Inverse Fourier Transformation:

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} E_x(j\omega) e^{-j\omega t} d\omega = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} E_x(j\omega) [\cos(\omega t) - j \sin(\omega t)] d\omega \quad (2.16)$$

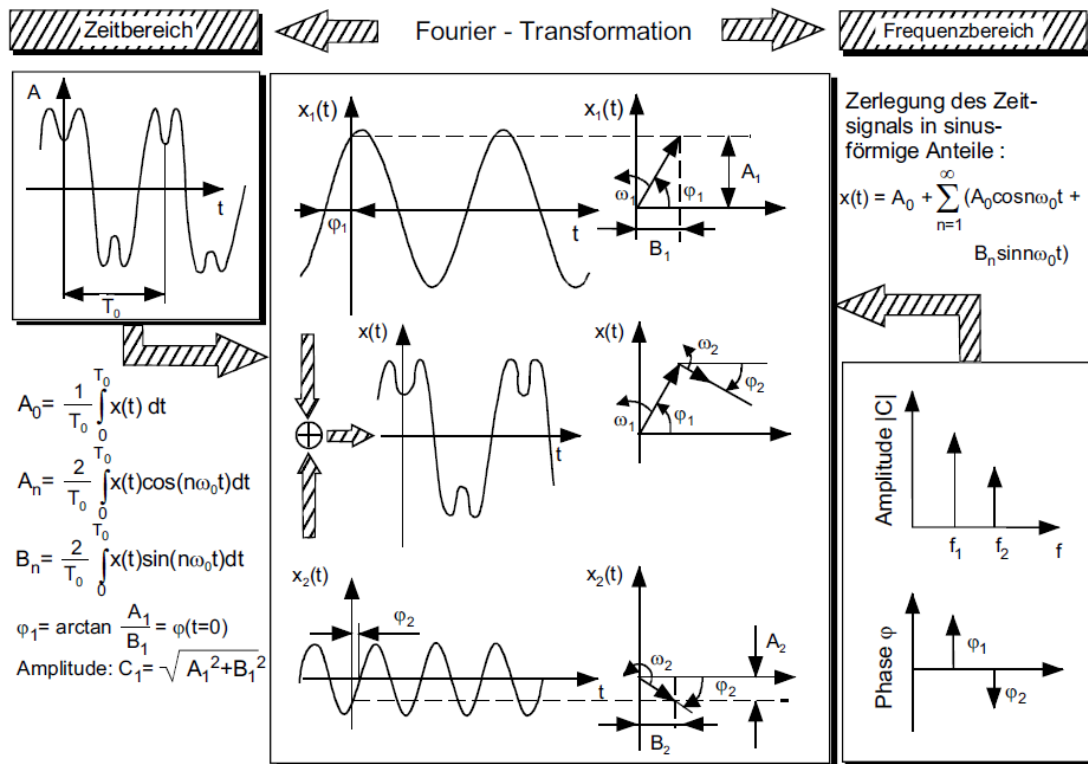


Abbildung 2.10: Fourier Transformation in Zeit- oder Frequenzbereich [1, S. 210]

## 2.4.2 Short Time Fourier Transformation

Die Applikation der Fourier Transformation auf die Signalverarbeitung hat jedoch seine Grenzen. Es ist nicht möglich festzustellen, wie sich die Frequenzamplituden im Signalinhalt im Laufe der Zeit schwanken. Desweiteren dient die FT nicht zur Untersuchung von instationären Signalen, welche jedoch häufig während des Fertigungsprozesses entstehen. Aufgrund dieser Komplikationen wird die Short-Time Fourier Transformation (STFT) eingesetzt. [4, S. 21]

Die Hauptidee besteht in der Schaffung einer neuen Funktion  $g(t)$ , die auf den Zeitpunkte  $\tau$  gerichtet wird. Für jeden bestimmten Zeitpunkt  $\tau$  wird diese Funktion von dem ursprünglichen Signal  $x(t)$  mittels zeitlokalisierter FT abgeleitet und auf einem Bild dargestellt. Das Ergebnis zeigt auf dem Zeit-Frequenzdiagramm das zerfallenen Signal, welches vorher im Zeitbereich bestanden hat (Abb. 2.11). [4, S. 21]

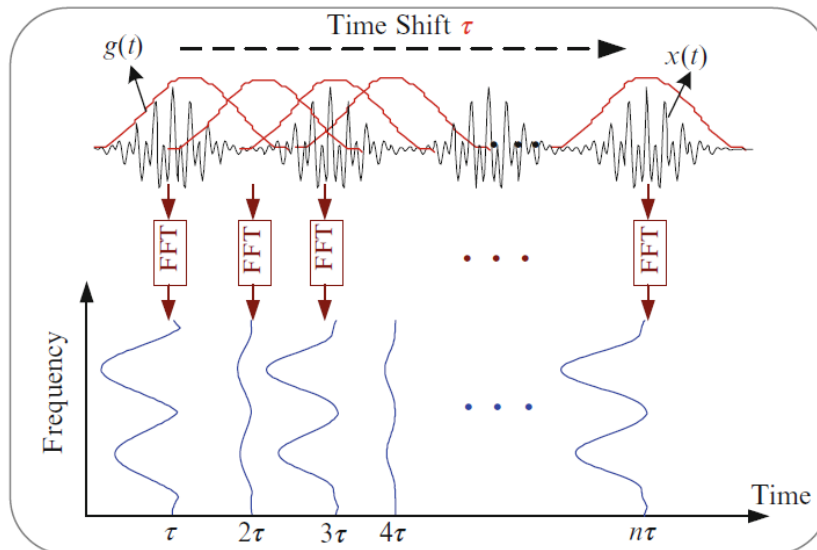


Abbildung 2.11: Umformung des Signals in Zeit-Frequenzdiagramm mit der STFT [1, S. 210]

STFT kann nach [4, S. 22] mittels folgenden Formel ausgedrückt werden:

$$STFT(\tau, f) = \langle x, g_{\tau}, f \rangle = \int x(t) g_{\tau, f}^*(t) dt = \int x(t) g(t - \tau) e^{-j2\pi f t} dt \quad (2.17)$$

Während der Zeit wurden mehrere Funktionsvariationen hervorgebracht, die geeignet sind auf konkrete Fälle angewandt zu werden. Beispielsweise die Hamming and Hann Variation ist für schmalbandige zufällige Signale anwendbar oder die Kaiser-Bessel Variation passt zur Trennung der zwei nebeneinander stehenden Frequenzanteile, deren Amplituden weit abweichen. Bei der STFT ist auch der heisenbergschen Unschärferelation zu beobachten. Dieser Effekt wird am Beispiel eines Signals in Kapitel 6.1 demonstriert. [4, S. 22]

### 2.4.3 Continuous Wavelet Transformation

Wavelet Transformation ist eine mathematische Mittel, das das ankommende Signal in neue Form umgestaltet um die versteckten Merkmale des originellen Signals zutreffend aufzudecken. Das Bauelement der Transformation bildet aus so genannte „Wavelet“, mit welcher viele Signalarten (deterministischere, nichtdeterministischere, instationäre, usw.) beschrieben werden können. Aus dem mathematischen Sicht ist Wavelet eine integrierbare Funktion  $\psi(t)$ , die ihre Energie in der Zeit konzentriert. [4, S. 33]

Mittels der Streckung (Aufspannen oder Lockern der Funktion mit  $1/s$ ) und Verschiebung (Umstellen der Zeitachse mit  $\tau$ ) ist es möglich ohne Energieverlust verschiedene Maßstäbe der Wavelets zu ermitteln, was mittels Continuous Wavelet Transformation (CWT) genutzt wird (Abb. 2.12). CWT Definition des Signals  $x(t)$  fasst folgende Gleichung (2.18) zusammen:

$$wt(s, \tau) = \frac{1}{\sqrt{s}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi^* \left( \frac{t - \tau}{s} \right) dt \quad (2.18)$$

Hierbei gilt:  $\psi^*(.)$  repräsentiert die gestreckte und verschobene Funktion  $\psi(.)$ . Das Signal wird schließlich in ein 2D-Diagramm projiziert und deckt somit die neuen Eigenschaften auf.

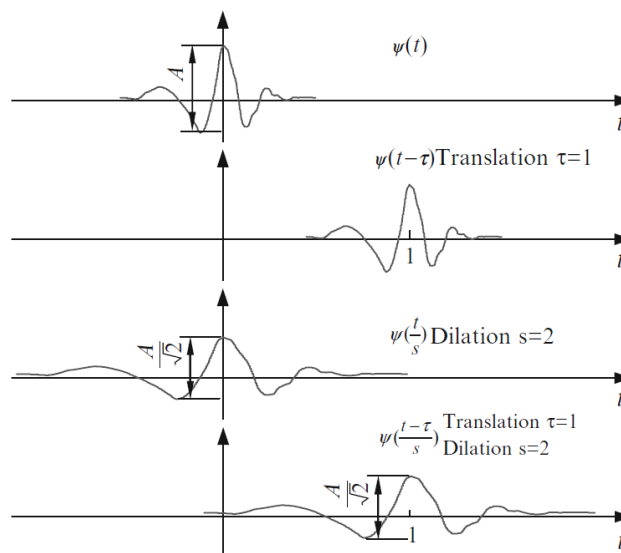


Abbildung 2.12: Streckung und Verschiebung der Wavelet [4, S. 35]

Zur Auswertung eines Signals verwendet die CWT verschiedene Waveletarten. Am meisten wird z.B. „Mexican Hat Wavelet“ für die Bearbeitung von seismischen Daten eingesetzt, die Gaussian Wavelet dient für die Singularitätscharakterisierung, Frequency B-Spline Wavelet hat ihre Anwendung in der Analyse des biomedizinischen Signals, Har-

monic Wavelet entauscht Abbildungen. Für diese Arbeit ist am besten das Morlet Wavelet geeignet, die Transientkomponenten wie Schwingungen im Signal erkennt. [4, S. 41]

#### 2.4.4 Discrete Wavelet Transformation

Nach der Definition der CWT sind Parametern  $s$  und  $\tau$  kontinuierlich veränderbar, was ein breites Spektrum an Informationen bringen kann. In manchen Fällen sind aber diese Daten überflüssig und brauchen zu viel Berechnungszeit. Aus diesem Grund, um die Rechenzeit zu reduzieren und wichtige Merkmale nicht zu verlieren, wird die Discrete Wavelet Transformation (DWT) benutzt. [4, S. 49]

Die am meisten benutzte Grundwavelet der DWT wird im diesen Fall nach [4, S. 49] als Funktion  $\psi_{j,k}(t)$  ausgedruckt:

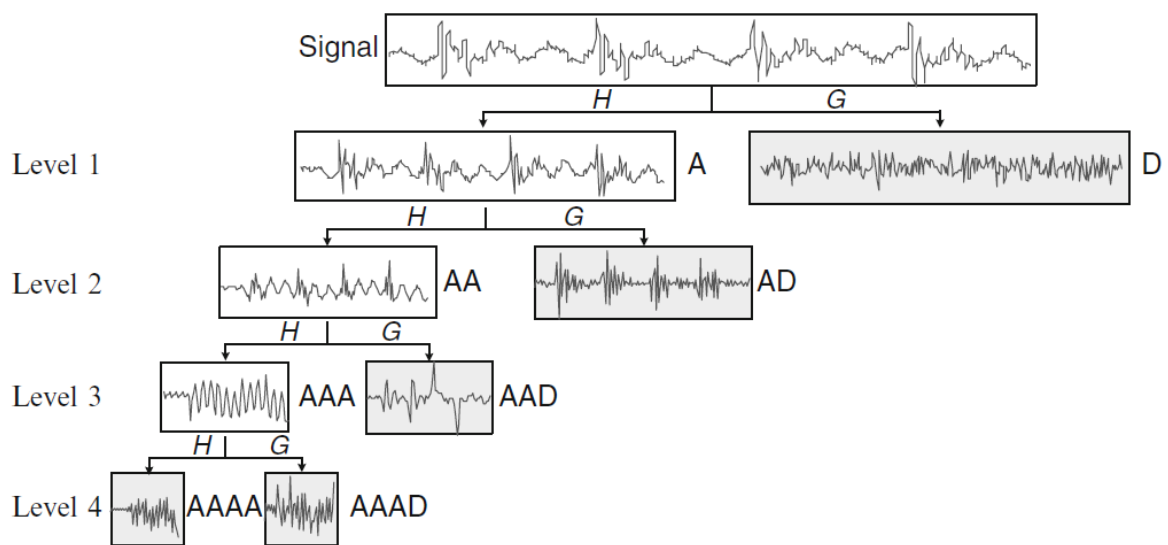
$$\psi_{j,k}(t) = \frac{1}{\sqrt{2^j}} \psi\left(\frac{t - k2^j}{2^j}\right) \quad (2.19)$$

Die nachfolgende Discrete Wavelet Transformation des Signals  $x(t)$  wird in Formel (2.20) beschrieben:

$$wt(j, k) = \langle x(t), \psi_{j,k}(t) \rangle = \frac{1}{\sqrt{2^j}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi^*\left(\frac{t - k2^j}{2^j}\right) dt \quad (2.20)$$

Wie bei Continuous Wavelet Transformation werden auch bei DWT verschiedene Wavelets für das Entauschen des Signals benutzt. Dieser Entauschungsprozess kann in drei Schritten unterteilt werden – Zersetzung des Signals mit Wavelet-Funktion (Abb. 2.13), Auswählen der Schwellwertbildung für Koeffizienten und Signalwiederaufbau um ein rauschloses Signal wiederzubekommen. [4, S. 66]

In der Abbildung ist nach Mallats Algorithmus der 4-stufige Zersetzungsprozess ( $j = 4$ ) zu sehen. Das Signal wird viermal durch Tiefpass-Filter und Hochpass-Filter verarbeitet und so werden im Endeffekt fünf Signalgruppen erzeugt: die AAAA-Gruppe enthält Signalkomponenten mit der niedrigste Frequenz und die Gruppen AAAD, AAD, AD und D tragen auch Hochfrequenzkomponenten. [4, S. 60]



Note: *H* - Low pass filter; *G* - High pass filter; *A* - Approximate information; *D* - Detailed information

**Abbildung 2.13: 4-stufiges Zersetzungsprozess des Signals mit der DWT [4, S. 60]**

Die DWT verwendet dabei wie die CWT verschiedene Waveletarten um Signale zu bearbeiten. Zu den üblich benutzten gehört das orthogonale und symmetrische Haar Wavelet, die auf die besten Zeitauflösung gerichtet ist. Daubechies Wavelet und Coiflet Wavelet finden ihre Verwendung in Lagerdiagnose und das Symlet Wavelet sowie Meyer Wavelet wird oft in der Industrieverbundenen Diagnose eingesetzt. [4, S. 65]

### 3 Ziele der Masterarbeit

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Untersuchung des dynamischen Verhaltens eines Bearbeitungszentrums, das mit einem Kreissägeblatt ausgerüstet ist. Während des Sägens treten mehrere Schwingungsarten auf, die negativen Einfluss auf die Oberflächenqualität der Werkstücke und die Lebensdauer der Maschinenbauteile haben. Das Ziel dieser Arbeit liegt in der rechnerischen und experimentellen Charakterisierung von diesen Effekten. Die Schwerpunkte dieser Arbeit lassen sich folgend zusammenfassen:

- **Aufbau eines Simulationsmodells für das Kreissägen an unterschiedlichen Profilen**

Erster Schwerpunkt wird in der Kapitel 4.1 ausgearbeitet. Die Simulationsmodelle sind wichtig zur Analyse der wirkenden Kräfte und Momente des Schneidprozess. Bei allen ausgewählten Profilen werden die gleichen Schnittparameter benutzt um bessere Vergleichung den Schneidprozessen zu bekommen. Ihre Verläufe werden auch graphisch dargestellt.

- **Bewertung von Auswertungstechniken für instationäre Schwingungen STFT (Short Time Fourier Transform), CWT (Continuous Wavelet Transform), DWT (Discrete Wavelet Transform) auf deren Eignung für das Kreissägen**

Die erhobenen Kraft- und Momentwerte aus dem ersten Schwerpunkt werden in Kapitel 4.2 mit dem dynamischen Nachgiebigkeitsfrequenzgang des Schwingungssystems von dem Versuchstand und Sägeblatt verbunden. Das ermöglicht die Signalbewertung in Kapitel 6 durch Auswertungstechniken: STFT-, CWT- und DWT-Funktionen.

- **Aufbau eines Schwingungsmodells des Sägeblatts und seine Implementierung in das Simulationsmodell des Prozesses inclusive Untersuchungen der Anregungsänderung**



Ein Schwingungsmodell des Sägeblattes wird in Kapitel 4.2.2 ausgearbeitet um seine Eigenformen und Eigenfrequenzen zu ermitteln. Die sind wichtig zur kompletten simulativen Bewertungen des Kreissägenprozess im zweiten Schwerpunkt.

- **Planung, Durchführung und Auswertung von Experimenten zur Schwingungsmessung beim Kreissägen sowie Validierung der Berechnungsmodelle**

Der experimentelle Teil dieser Arbeit befindet sich in Kapitel 5. Zur Durchführung und Auswertung von den Schwingungsexperimenten werden zwei Messgeräte ausgewählt. Des Weiteren die untersuchten Profile als Werkstücke sowie die zwei unterstützenden Tragkonstruktionen erstellt.

- **Simulationen und Bewertung verschiedener Einflussfaktoren auf die Dynamik des Kreissägens**

Die zu bearbeitende Signale werden mit mehrere Fertigungsparameter berechnet und gemessen um gute Vergleich zwischen Einflussfaktoren zu bekommen.

## 4 Simulative Analyse des Kreissägens

Der erste Teil der vorliegenden Masterarbeit beschäftigt sich mit der simulativen Analyse des Kreissägens, die mit Hilfe von der Rechensoftware ANSYS Mechanical und Matlab realisiert wird.

Die Analyse beginnt mit der Simulation des Schneidprozesses in Matlab und wird in Kapitel 4.1 näher beschrieben. Dazu werden alle untersuchten Profile mit ihren jeweiligen Schneidparametern durchgeschnitten, umso die Werte der wirkenden Kräfte und Momente zu ermitteln. Der Schneidverlauf wird zusätzlich durch Graphiken dargestellt und kommentiert.

Nach der Simulationen wird das dynamische Verhalten des Versuchstands in Kapitel 4.2 untersucht. Der Versuchstand besteht aus der Hauptspindel und des Sägeblattes. Mittels dem Programm Simulink werden ihre dynamischen Eigenschaften durch bestimmte Rechnungsblöcke, die aus mehrere Übertragungsfunktionen aufgebaut werden, ersetzt.

### 4.1 Simulation des Schneidprozesses in Matlab

In diesem Kapitel werden durch Simulationen in Matlab insgesamt vier verschiedene Profile geschnitten: Rechteck-, Dreieck- und Rohrprofil und Profil mit zwei Wände. Diese Grundprofile werden am meisten an der Kreissägemaschine geschnitten. Ihre Untersuchung ermöglicht ein einfaches Schwingungsverständnis sowie die Analyse des Schneidprozesses, dies kann später auch auf komplizierteren Profilen angewandt werden. Damit diese Schneidsimulation mit dem späteren Experimenten verglichen werden können, werden die gleichen Schneidparameter ausgewählt. In der folgenden Tabelle 4.1 werden die Werte und Dimensionen der ausgewählten Profile zusammengefasst.

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Werkzeugdurchmesser	$d_w$	160	mm
Zähneanzahl	$z$	64	-
Werkzeugstärke	$b$	2	mm
Zahnabstand	$\varphi_p$	0,0982	rad
Tangentiale spezifische Schnittkraft	$K_{ct}$	2000	N/mm <sup>2</sup>
Exponent für tangentielle spezifische Schnittkraft	$m_{ct}$	0,185	-

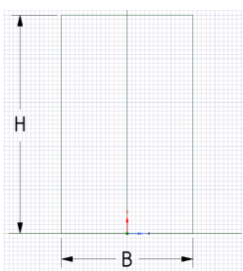
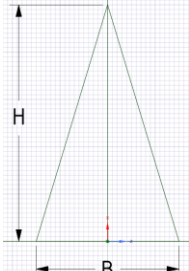
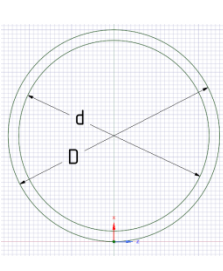

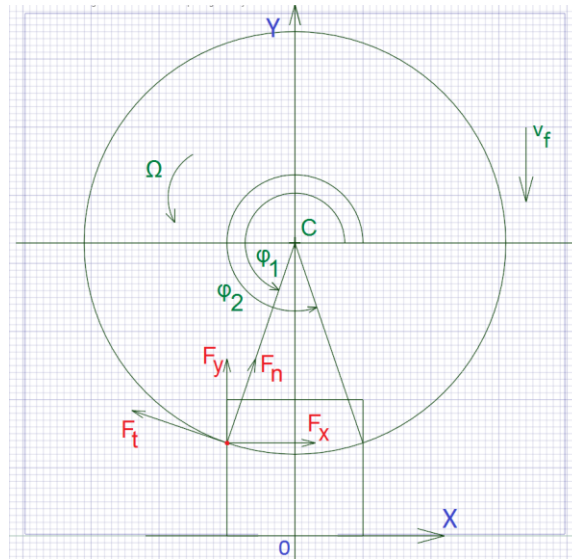
Parameter	Variable	Wert	Einheit
Normale spezifische Schnittkraft	$K_{cn}$	291	N/mm <sup>2</sup>
Exponent für normale spezifische Schnittkraft	$x_{ct}$	0,491	-
Schnittgeschwindigkeit	$v_c$	25	m/min
Drehzahl	$n_{sp}$	49,7	1 / min
Winkelgeschwindigkeit	$\omega$	5,2	Rad/s
Vorschub pro Zahn	$f_z$	0,008	mm
Vorschubgeschwindigkeit	$v_f$	25,45	mm/min
Zeitdifferential in der Simulation	dt	0,0001	s
Rechteck	Dreieck	Rohr	Zwei Wände
			
H = 50 mm B = 30 mm	H = 50 mm B = 48 mm	D = 50 mm d = 40 mm	H = 50 mm, B = 5 mm A = 25 mm

Tabelle 4.1: Parameter des Schneidprozesses und geschnittene Profilen

Das Programm in Matlab simuliert den Werkzeugvorschub in die Richtung zum Werkstück. Mittels Gleichungssystem werden Eintritts- und Austrittswinkeln  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$  in jeder Phase des Schneidprozesses berechnet, um ein Eingriffsintervall für jeden Zeitpunkt zu formen. Danach wird die Position von allen Zähnen auf dem Werkzeug mit dem Winkel  $\varphi_i$  beschrieben. Während der Werkzeugannäherung wird dieser Winkel für jede Zahn geprüft, ob es für den bestimmten Zeitpunkt zum Eingriffsintervall gehört. Falls ja, werden die Kräfte  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_t$ ,  $F_n$  und das Schneidmoment  $M_c$  für diesen Zahn berechnet. Mit dem Addieren von allen Kräften und Momenten auf allen Zähnen werden Gesamtwerte erzielt. (Abb. 4.1)

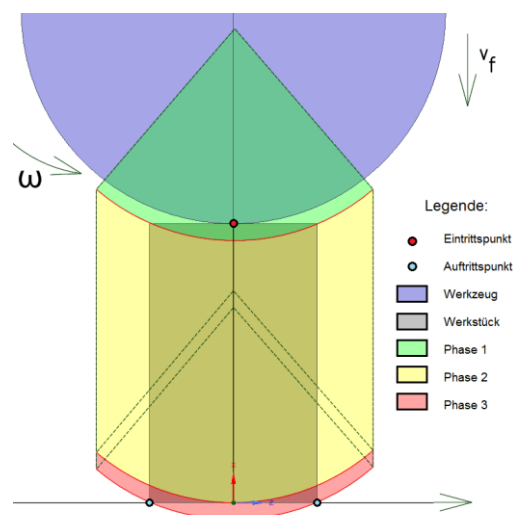


**Abbildung 4.1:** Graphische Darstellung des Schneidprozesses auf dem Beispiel „Rechteckprofil“

Jeder Schneidprozess kann grundsätzlich nach dem veränderten Werteverlauf der Kräfte und Momente in drei Phasen eingeteilt werden: Phase mit steigende Werte (**Phase 1**), Phase mit konstante Werte (**Phase 2**) und Phase mit sinkende Werte des Schneidwirkungen (**Phase 3**). Diese Phasen werden in folgenden Unterkapiteln farbig unterschieden und bei alle Profilen weitererklärt.

#### 4.1.1 Rechteckprofil

Der Schneidprozess des Rechteckprofils ist nach dem Verlauf der einfachste, auf dem alle Parameter, Wirkungen und Schnittphasen demonstriert werden können. In diesem Fall wird der Schneidprozess in 3 Phasen geteilt (Abb. 4.2). In der **Phase 1** erreicht das Werkzeug die maximale Breite des Werkstücks, Winkeln  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$  wachsen. Das maximale Eingriffsintervall wird in der **Phase 2** erreicht, hierbei läuft der Schneidprozess konstant. **Phase 3** stellt die Endstufe des Prozesses dar, wirkende Kräfte und Moment sinken. In der Tabelle 4.2 werden die Ausgangsparameter für das Schneiden des Rechteckprofils zusammengefasst und die Ergebnisse auf der Abbildung 4.3 veranschaulicht.



**Abbildung 4.2:** Scheidprozess des Rechteckprofils

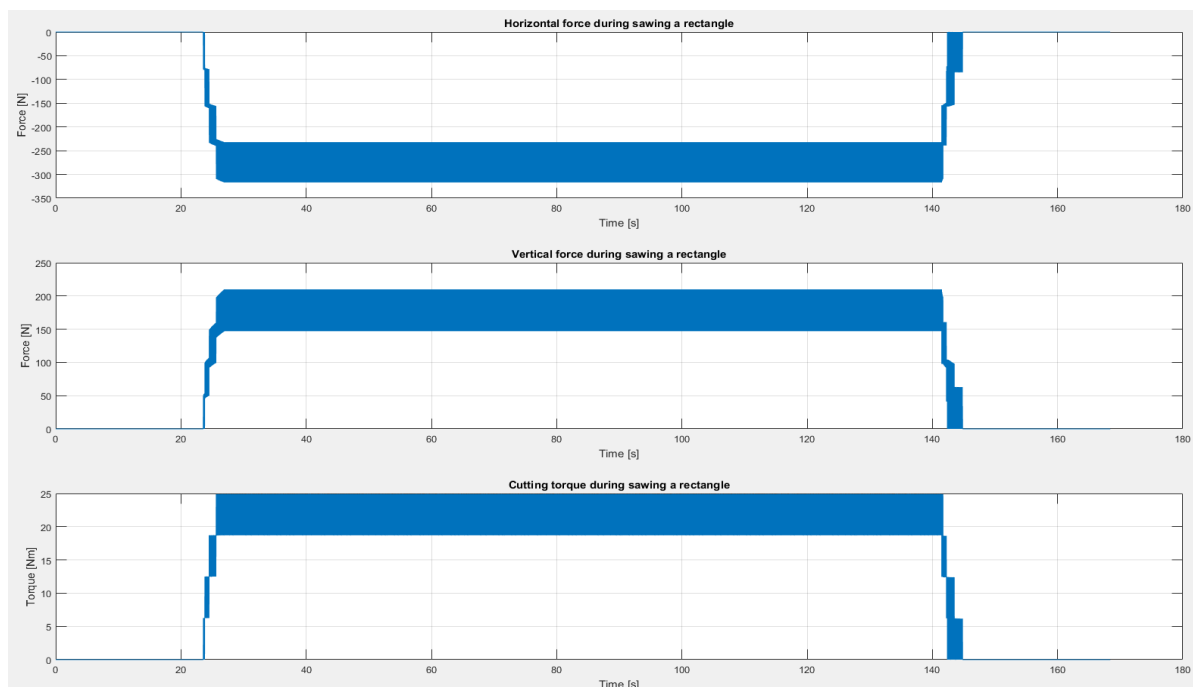


Abbildung 4.3: Verlauf des Schneidprozess von dem Rechteckprofil

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Schneidzeit	$t_{\max}$	121,24	s
Tangentialkraft auf einem Zahn	$F_{t1}$	78,2	N
Normalkraft auf einem Zahn	$F_{n1}$	49,8	N
Horizontalkraft auf einem Zahn	$F_{x1}$	84,9	N
Vertikalkraft auf einem Zahn	$F_{y1}$	62,9	N
Maximal Horizontalkraft	$F_{X\max}$	316,8	N
Maximal Vertikalkraft	$F_{Y\max}$	209,8	N
Maximal Schneidmoment	$M_{C\max}$	24,8	Nm

Tabelle 4.2: Berechnete Kräfte und Momenten - Rechteckprofil

Auf dem Bild (4.4) werden die einwirkenden Kräfte detailliert aufgezeigt. Die roten Zahlen 1-4 repräsentieren dabei die Anzahl der Zähne, die momentan in das Werkstück eintreten. Die Breite  $b$  zeigt, wie lange die Zähne zusammen auf das Werkstück einwirken. In den Fällen, in den die Breite  $b$  eng ist, ist die Werkstückbreite nicht breit genug um mehr Zähne schneiden zu lassen. Die Werten  $a$  und  $c$  vertreten Zahneintritt und -austritt, die bei steilen Kraftanstieg und -ausstieg charakteristisch auf dem Diagramm sind. Dies hat zur

Folge, dass die einwirkende stoßförmige Fremderregung, mit der Zahneintrittsfrequenz versetzt wird.

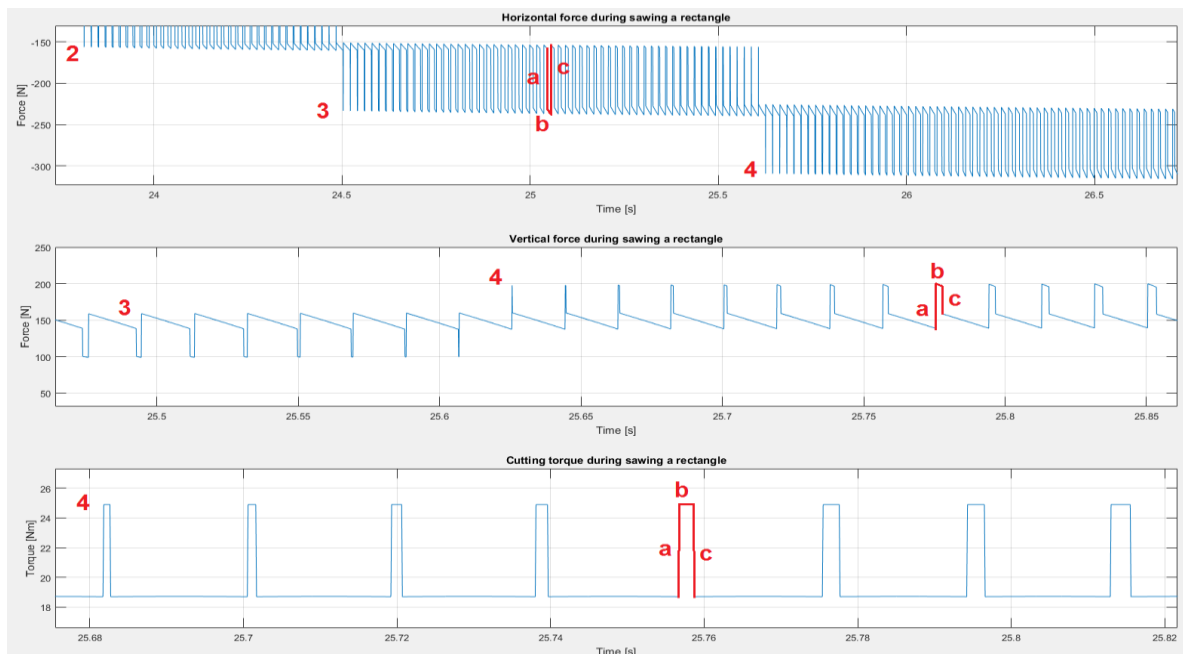


Abbildung 4.4: Detail des Schneidprozess mit Anmerkungen

Das Bild (4.5) zeigt alle Kräfte, die nur bei einem Zahn geschafft wurden. Tangentiale und normale Kräfte haben nach dem Anstieg und Ausstieg Sinusverlauf, was hat die wechselnde Spannungsdicke nach der Formel (2.8) zur Folge. Bei den horizontalen und vertikalen Kräften wurde steigende Sinus- bzw. Cosinusverlauf beobachtet, der mit Werkstückaustritt sofort auf die Null sinkt.

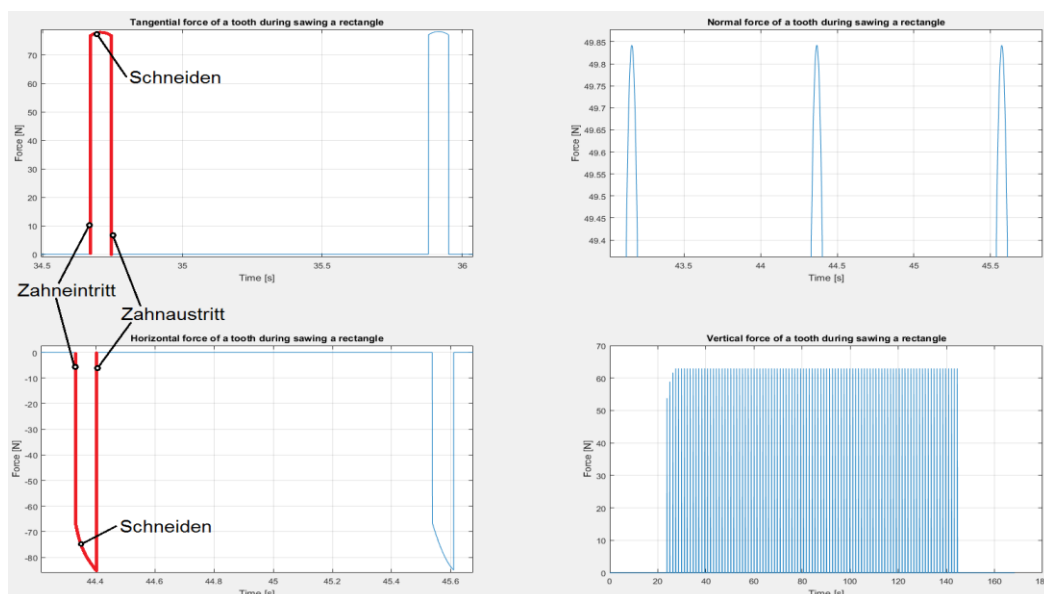


Abbildung 4.5: Alle Kräfte in verschiedene Detailansichten, die bei einem Zahn ermittelt wurden

### 4.1.2 Dreieckprofil

Der Schneidverlauf des Dreieckprofils läuft in der **Phase 1** mit allmählich wachsendem Werkzeugeinriff und somit mit allmählich wachsenden Kräften und Momenten. Nach der Erreichung des Unterteils, werden in der **Phase 2** die restlichen Seiten durchgeschnitten. Grundsätzlich lässt sich aber behaupten, dass der Schneidprozess ähnlich dem vorherigen Fall des Rechteckprofils ist. Der Schneidprozess wird auf der Abbildung 4.6 dargestellt und die ermittelten Daten fasst die Tabelle 4.3 zusammen. Der Verlauf auf dem Bild (4.7) zeigt, dass während des Schneidens bis zu sechs Zähne gleichzeitig in das Werkstück eintreten. In der zweiten Phase sinken die Kräfte und das Moment kurz auf die Nullwerte. In diesem Augenblick sind keine Zähne beim Eintreten, beim Wiedereintritt entstehen die erkennbaren stoßförmigen Schwingungen. Auf diese Erscheinung wird beim nachfolgenden Rohrprofil noch näher eingegangen.

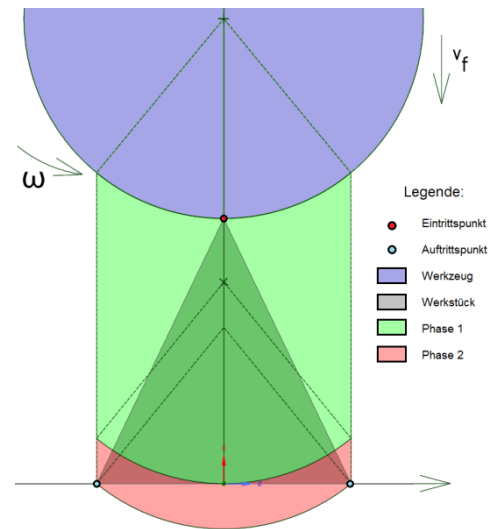


Abbildung 4.6: Schneidprozess des Dreieckprofils

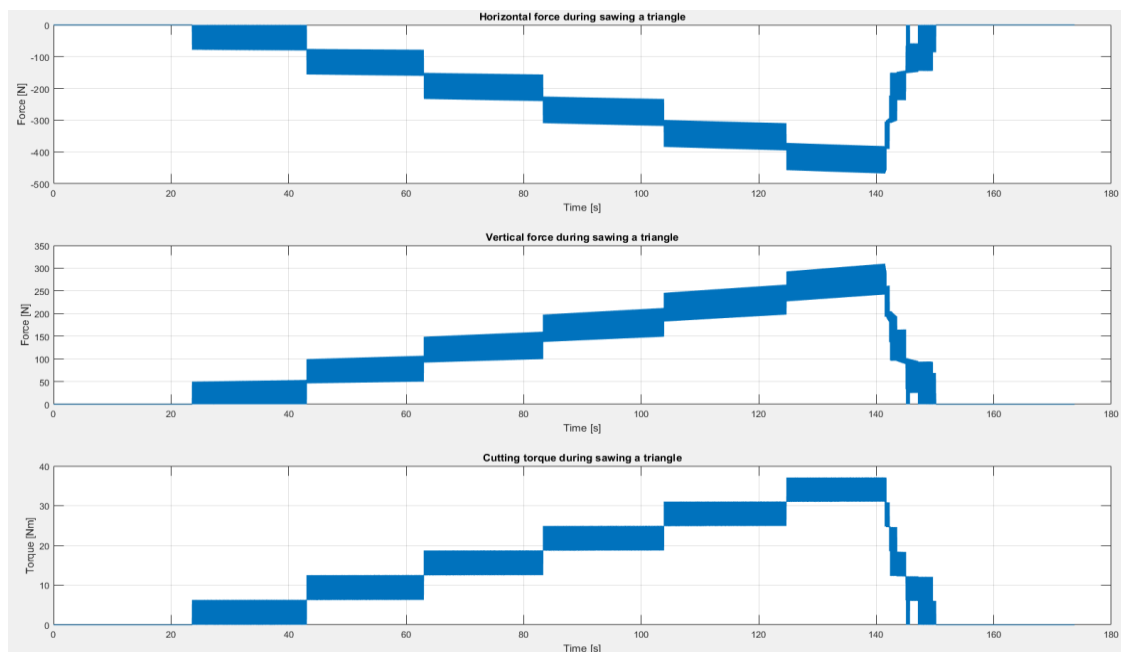


Abbildung 4.7: Verlauf des Schneidprozess von dem Dreieckprofil

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Schneidzeit	$t_{\max}$	126,56	s
Tangentalkraft auf einem Zahn	$F_{t1}$	78,2	N
Normalkraft auf einem Zahn	$F_{n1}$	49,8	N
Horizontalkraft auf einem Zahn	$F_{x1}$	86,3	N
Vertikalkraft auf einem Zahn	$F_{y1}$	68,9	N
Maximal Horizontalkraft	$F_{x\max}$	467,9	N
Maximal Vertikalkraft	$F_{y\max}$	309,5	N
Maximal Schneidmoment	$M_{C\max}$	37,1	Nm

Tabelle 4.3: Berechnete Kräfte und Momenten - Dreieckprofil

#### 4.1.3 Rohrprofil

Gegenüber den vorherigen Profilen enthält das Schneiden eines Hohlkreisprofils außer steigenden und sinkenden Phasen auch zwei Wendepunkte (Abb. 4.8). Im Wendepunkt 1 fangen die Eintrittspunkte des Werkstücks an auseinanderzugehen und somit werden zwei stoßförmige Erregungspunkte erzeugt. Während des Schneidprozess sind nach kurzer Zeit nur maximal zwei Zähne beim Eintreten, weil die Eingriffswinkel wachsen und die Werkstückstärke niedriger als der Zahnabstand ist. In diesem Fall sinkt ab und zu das Moment auf null, da kein Zahn auf das Werkstück einwirkt. Bei Wiedereintritt der Zähne, wachsen schließlich die Moment wieder an und Schwingungen werden erregt (Abb. 4.9). In der Tabelle 4.4 befinden sich die Kraft- und Momentwerte.

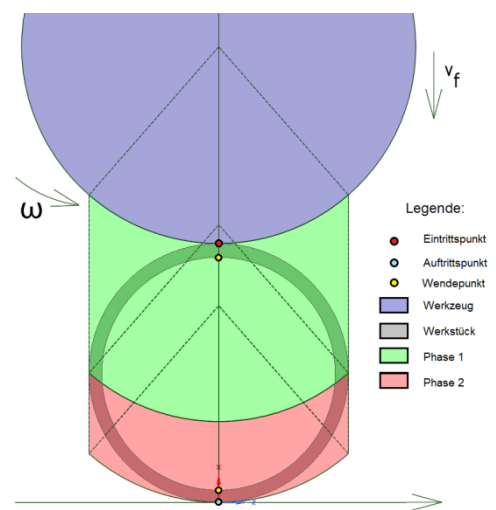


Abbildung 4.8: Scheidprozess des Rohrprofils



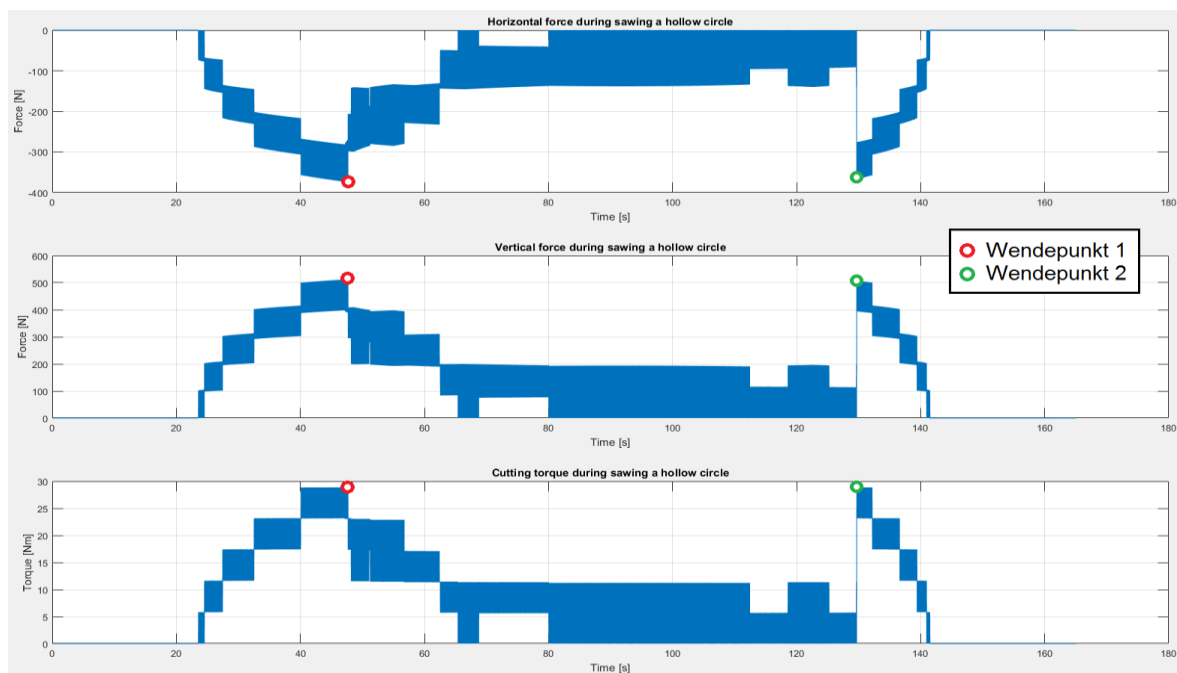


Abbildung 4.9: Verlauf des Schneidprozess von dem Rohrprofil

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Schneidzeit	$t_{\max}$	117,9	s
Tangentalkraft auf einem Zahn	$F_{t1}$	72,1	N
Normalkraft auf einem Zahn	$F_{n1}$	101,5	N
Horizontalkraft auf einem Zahn	$F_{x1}$	96,7	N
Vertikalkraft auf einem Zahn	$F_{y1}$	116,2	N
Maximal Horizontalkraft	$F_{X\max}$	374,4	N
Maximal Vertikalkraft	$F_{Y\max}$	512,4	N
Maximal Schneidmoment	$M_{C\max}$	28,8	Nm

Tabelle 4.4: Berechnete Kräfte und Momenten - Rohrprofil

Der Wendepunkt 1 ist auf der Abbildung (4.10) mit **WP 1** dargestellt. Die langsam erweiterte Lücke repräsentiert das Schneiden des Innenteils, hier ist kein Material vorhanden. Die Markierung **WP 2** zeigt den zweiten Wendepunkt. Hier treten alle Zähne in die ganze Werkstückbreite wieder ein und der Rest des Verlaufs ist ähnlich wie bei den ersten zwei Profilen.

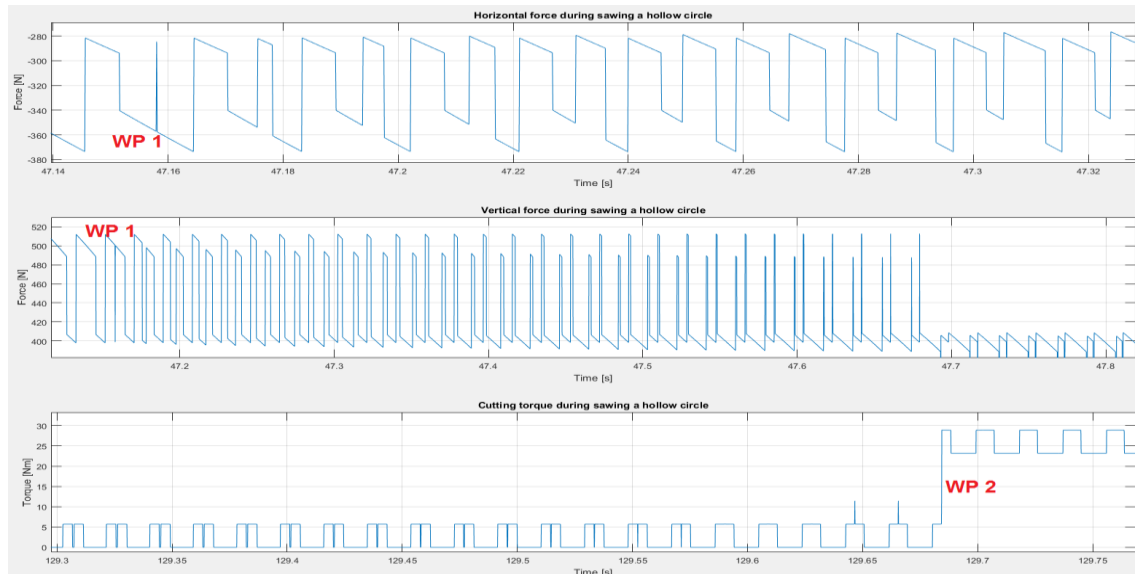


Abbildung 4.10: Detail des Schneidprozess – die Wendepunkte 1 und 2

Der Buchstabe **d** zeigen auf der Abb. (4.11) den Zeitpunkt, bei dem die Kräfte und Moment das erste Mal während des Schneidprozesses auf null sinken. Wie bei dem Schneiden des Dreiecksprofils ist dieses Loch ein Ort, indem die stoßförmigen Fremdschwingungen beim Zahneintritt entstehen. Dieser Effekt ist auch für das Moment sichtbar.

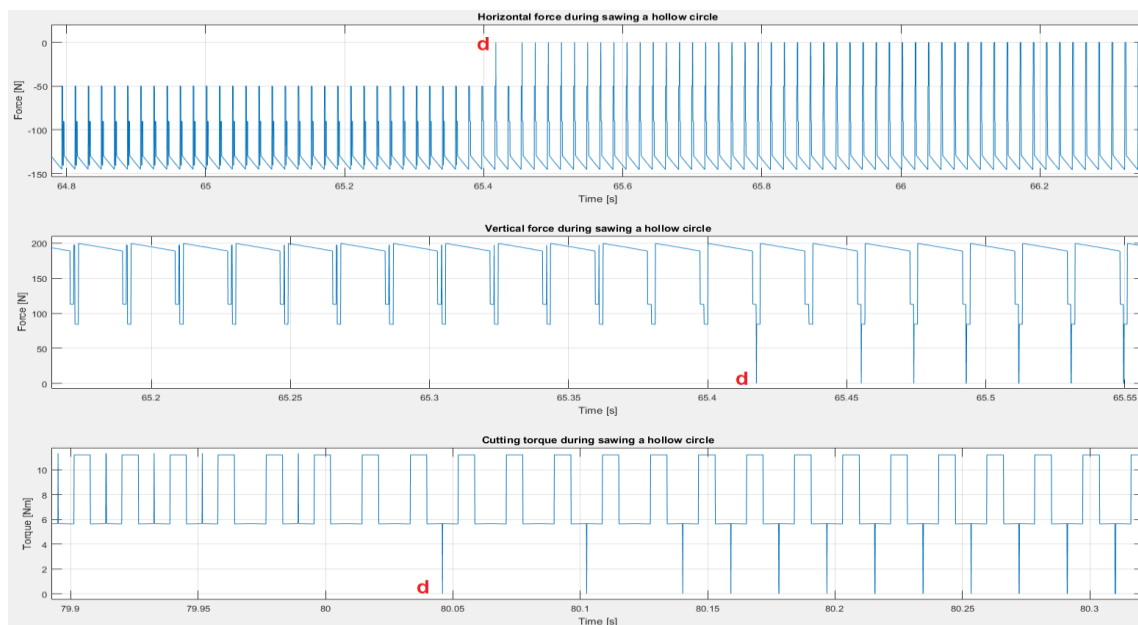


Abbildung 4.11: Verlauf des Schneidprozesses – Kräfte und Momente sinken auf Null

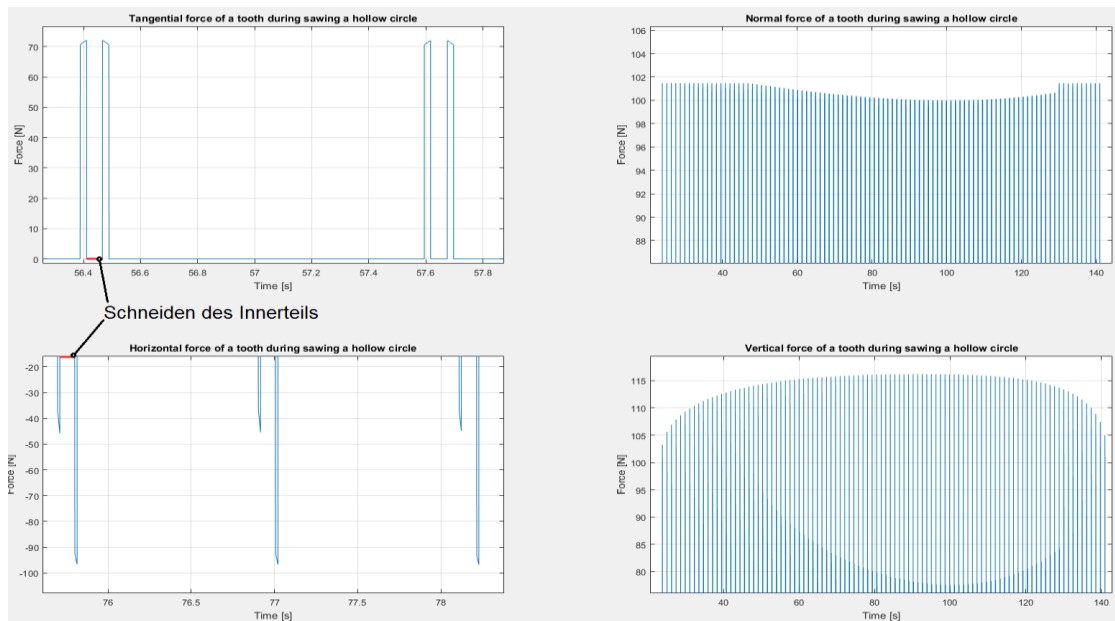


Abbildung 4.12: Verlauf des Schneidprozess – Kräfte auf einem Zahn

Die Abbildung (4.12) zeigt, wie die Kräfte auf einen Zahn beim Schneiden des Rohrprofils aussehen. Der fehlende Mittelteil steht für das Schneiden des leeren Innenteils. Die Verläufe sind ähnlich wie beim Rechteckprofil und es ist möglich, diese mittels Sinus-Funktion zu beschreiben.

#### 4.1.4 Profil der zwei Wände

Der letzte Schneidprozess eines Profils mit zwei Wänden hat einen ähnlichen Verlauf wie das Hohlkreisprofil (Abb. 4.13). Es gibt viele Punkte im Mittelteil, wo das Kreissägeblatt austritt und wieder eintritt. Diese wechselnden Zustände erregen unerwünschte Schwingungen und beeinflussen somit den Schneidprozess. Der Schneidprozess ist wieder nach drei Phasen geteilt. In der **Phase 1** erreicht das Sägeblatt die maximale Profilbreite, **Phase 2** hat einen konstante Kraft- und Momentverlauf und in der **Phase 3** sinken die Werte wieder. Für die simulative Analyse ist dieses Profil mit dem Rohrprofil das wichtigste zur Untersuchung, weil es auch durch auf null sinkenden Kräften und Momenten begleitet ist. Die wirkenden Kräfte und Momente werden in

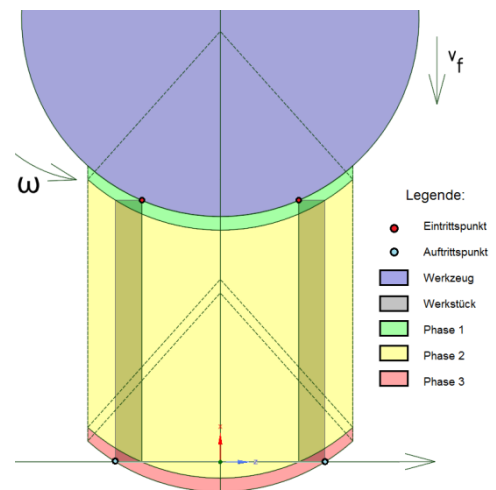


Abbildung 4.13: Schneidprozess des Profils der zwei Wände

Tabelle 4.5 aufgezeichnet.

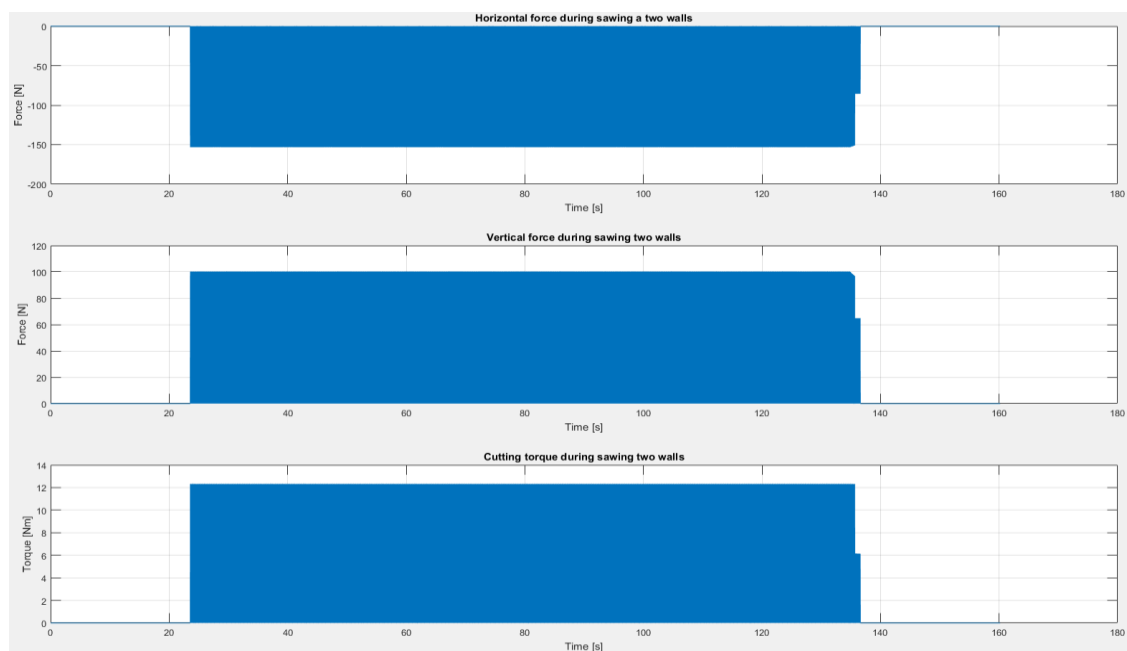


Abbildung 4.14: Verlauf des Schneidprozess – Profil der zwei Wände (Abstand 25 mm)

Parameter	Variable	Wert	Einheit
Schneidzeit	$t_{\max}$	112,98	s
Tangentalkraft auf einem Zahn	$F_{t1}$	77,4	N
Normalkraft auf einem Zahn	$F_{n1}$	49,5	N
Horizontalkraft auf einem Zahn	$F_{x1}$	85,5	N
Vertikalkraft auf einem Zahn	$F_{y1}$	64,8	N
Maximal Horizontalkraft	$F_{x\max}$	153,1	N
Maximal Vertikalkraft	$F_{y\max}$	100,2	N
Maximal Schneidmoment	$M_{C\max}$	12,3	Nm

Tabelle 4.5: Berechnete Kräfte und Momenten – Profil der zwei Wände

Außer die stoßförmigen Fremdschwingungen die beim Rohrprofil auftreten, sehen die Kräfte auf einem Zahn gleich wie bei Rohrprofil aus.

## 4.2 Dynamisches Verhalten des Versuchstands

Aus den Berechnungen in dem vorigen Kapitel wurden die Kräfte  $F_x$ ,  $F_y$  und das Moment  $M_c$  erfasst. In diesem Kapitel wird das dynamische Verhalten des Versuchstands untersucht um die auftretenden Kräfte und das Moment als Eingangsparameter in Signale umzuformen.

Das dynamische Verhalten ist oft als Funktion des Nachgiebigkeitsfrequenzganges beschrieben, um den Vorschub auf den Eingriffspunkt des Sägeblattes  $u_x$ ,  $u_y$  und  $u_z$  berechnen zu können. Diese Funktion wird in Simulink mit zwei verschiedene Rechenblöcken erstellt, aus denen der günstigste für die Vorschubberechnung ausgewählt wird.

Das wirkende Moment spielt eine Rolle in der Bewegungsgleichung, das untersuchte System repräsentiert und ermöglicht die Torsionsschwingungen mit  $\Delta\phi$  zu bestimmen. Dazu wird noch ein dritter Rechenblock in Simulink aufgebaut, der diese Operation vollzieht.

### 4.2.1 Versuchstand inklusive Sägeblatt

Der erste Rechenblock formt die Kräfte  $F_x$  und  $F_y$  mit Hilfe der Übertragungsfunktion  $G(j\omega)$  in Vorschub  $u_x$ ,  $u_y$  und  $u_z$  um. Bei den Simulationen ist Kraft  $F_z$  gleich null, da sie sich nach der Theorie mit ihrer Gegenkraft aufhebt und deshalb, kann ihr Einfluss im System vernachlässigt werden. Die Übertragungsfunktion wurde mit dem Impulshammer bei der Messung von FRF (Frequency Response Function) bestimmt und enthält so modale Parameter des Versuchstands mit dem Sägeblatt. Die Messung ist so verlaufen, dass das Sägeblatt mit einer Kraft auf vier Punkten erregt wurde und anschließend die dynamische Reaktion wurde  $G(j\omega)$  abgeleitet (Gleichung 4.1). Die Vorschubberechnung wird danach mit Formel (4.2) durchgeführt. [12]

$$\mathbf{G}(j\omega) = \begin{pmatrix} g_{xx} & g_{xy} & g_{xz} \\ g_{yx} & g_{yy} & g_{yz} \\ g_{zx} & g_{zy} & g_{zz} \end{pmatrix} (j\omega) \quad (4.1)$$

$$\hat{u}(j\omega) = g(j\omega) \cdot \hat{F}(j\omega) \quad (4.2)$$

Der erzeugte Rechenblock (Abb. 4.15) stellt Eingangs- (links) und Ausgangsparameter (rechts) dar. Die Komponenten der Übertragungsfunktion  $G(j\omega)$   $g_{xx}$  bis  $g_{zz}$  lassen sich in der Mitte beobachten.

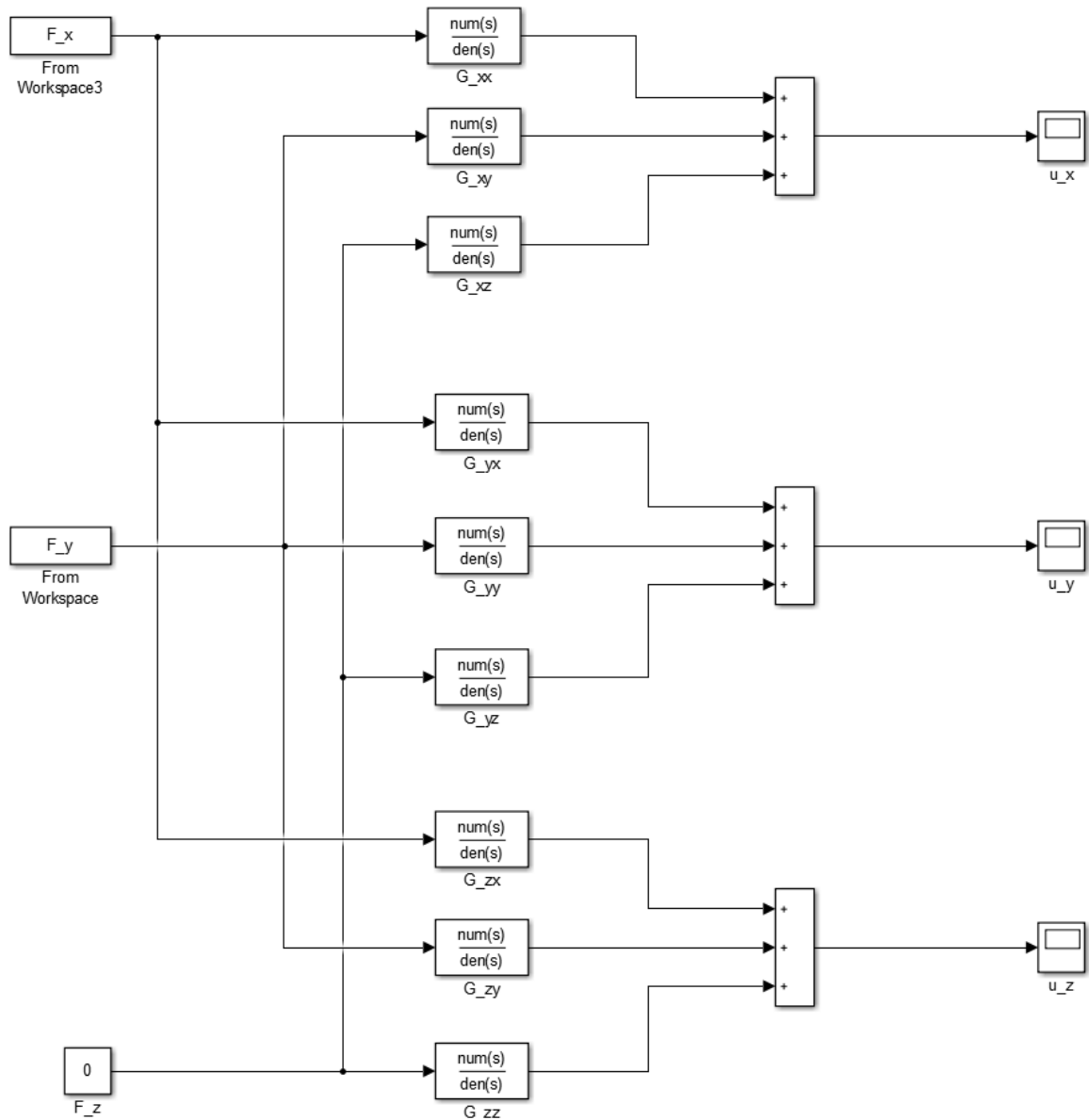


Abbildung 4.15: Rechnungsblock für Vorschub inklusive Sägeblatt

#### 4.2.2 Eigenfrequenzen des Kreissägeblattes

Für die Modalanalyse wird ein vereinfachtes FEM-Model des Kreissägeblattes mit  $\varnothing 160$  mm erzeugt (Abb. 4.16) um seine Eigenfrequenzen  $\omega_R$  und Eigenschwingungsvektor  $\psi$  zu erfassen. Diese zwei festgestellten modalen Parameter werden mit dem gemessenen dynamischen Verhalten des Versuchstands verknüpft. Bei der Simulation wird das feinste Netz mit der Elementgröße 0,001 mm erstellt und der untersuchte Frequenzbereich liegt im Intervall von 0 Hz bis 1000 Hz. Aus der Erfahrung liegt dieser Messbereich im Effektivwert der Vibrationsstärke und ist für die Strukturmechanik technisch relevant. [5, s16]

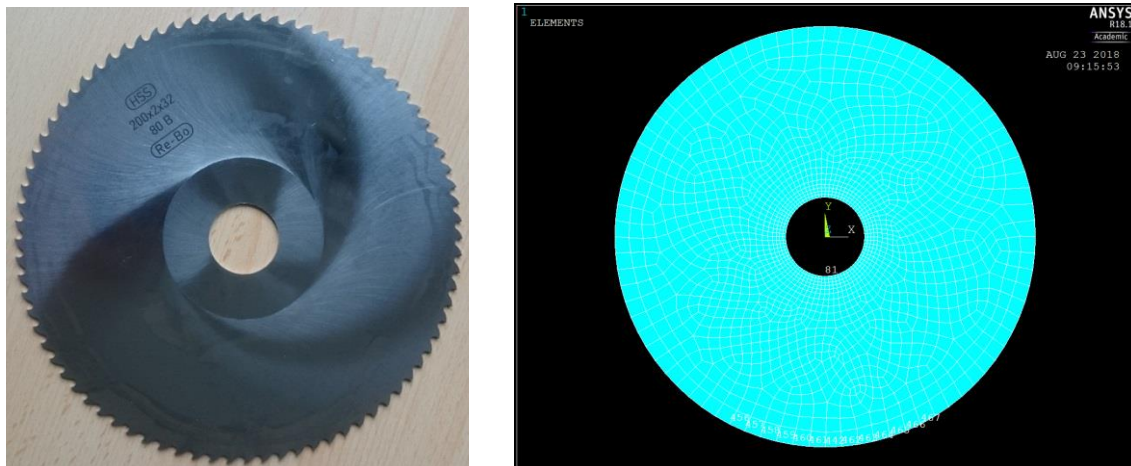


Abbildung 4.16: Reales und dazugehöriges FEM-Model des Kreissägeblattes

Das Kreissägeblatt schwingt in seinen Eigenformen (Moden), zu denen korrespondierende Eigenfrequenzen gehören, dies ist typisch für alle Strukturen die zu Schwingungen angeregt wurden. Das Simulationsmodell, des untersuchten Kreissägeblattes, hat gemeinsam acht Eigenformen gefunden, diese sind in Tabelle 4.6 mit ihren Eigenfrequenzen veranschaulicht.

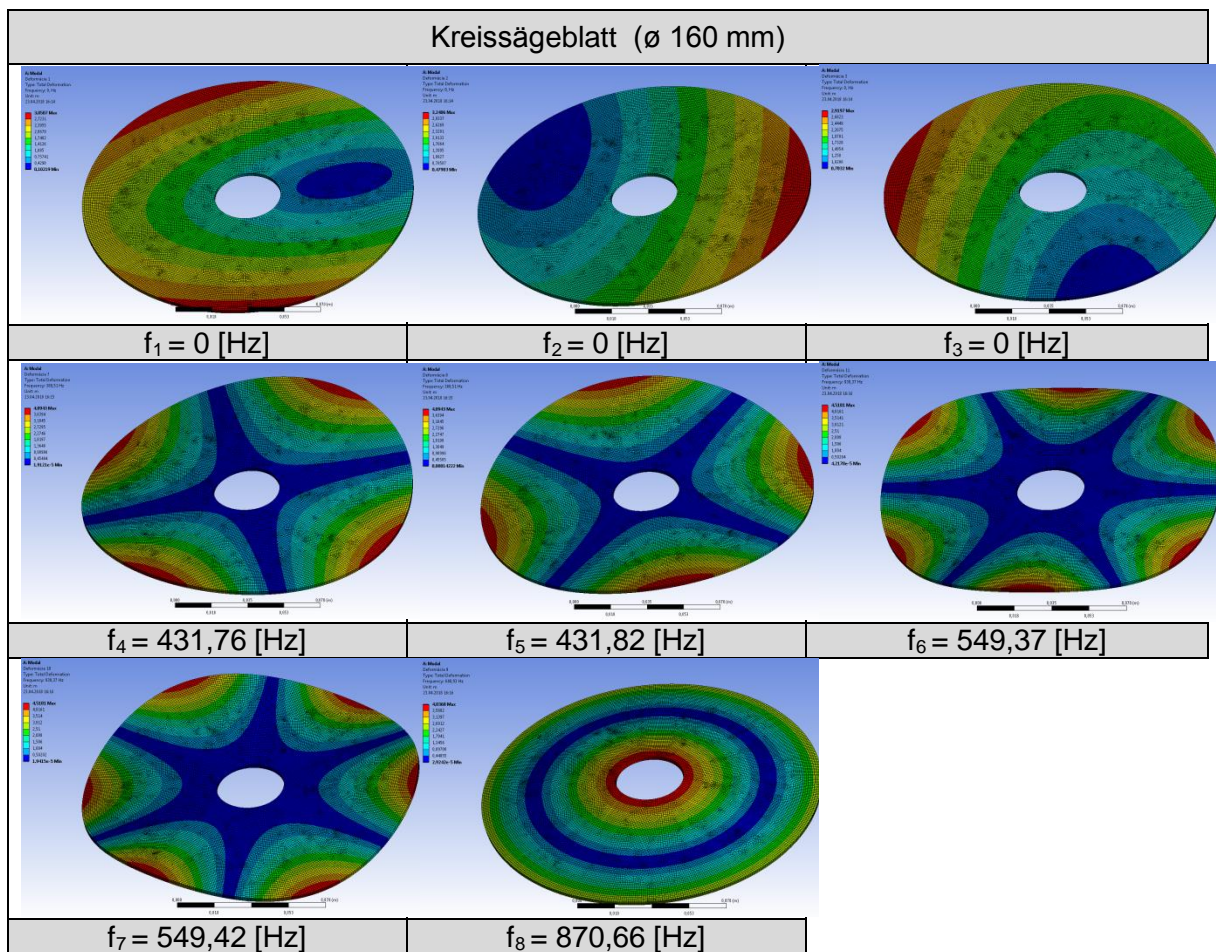


Tabelle 4.6: Eigenformen und Eigenfrequenzen des Sägeblattes

Die Werte von den Eigenfrequenzen  $f_1$  bis  $f_3$  sind gleich 0 Hz. Es handelt sich in diesem Fall um statischen Vorschub des Sägeblattes und nicht schwingen. Die Eigenfrequenzen  $f_4$  bis  $f_8$  repräsentieren die Verformung des Sägeblattes bei diesem Wert. Nach dieser FEM-Analyse wird der Eigenschwingungsvektor in jedem Punkt auf der Außerkante bestimmt.

Damit die Berechnungen nicht zu kompliziert wurden, wurde das Sägeblattmodell auf 14 Punkte (1 auf der Innerkante und 13 auf der Außerkante) vereinfacht (Abb. 4.17). Die Außerkantenpunkte werden auf den ausreichenden Eingriffsbereich von  $30^\circ$  reduziert und für die Innerkante wurde der Mittelpunkt ausgewählt. In dem Versuchstand wurden die Abweichungen in Richtung x, y und z für alle Eigenformen in der Form des Eigenschwingsvektors  $\psi$  benutzt.



Abbildung 4.17: Ausgewählte Punkte vom Sägeblattmodell

### 4.2.3 Versuchstand mit separate Sägeblatt

Dieser Rechnungsblock verknüpft das gemessene dynamische Verhalten des Versuchstands mit den dynamischen Eigenschaften des Sägeblattes, die im vorherigen Kapitel berechnet wurden. Wie beim ersten Rechnungsblock sind die Eingangsparameter alle Kräfte, wo die Kraft  $F_z$  gleich null ist. Die Ausgangsparameter sind die Vorschübe  $u_x$ ,  $u_y$  und  $u_z$  auf dem Eingriffspunkt des Sägeblattes und in seiner Mitte, wo es mit der



Hauptspindel verbunden ist. Für die Signalumformung sind aber nur die Vorschübe auf dem Eingriffspunkt relevant.

Der Rechenblock enthält drei Übertragungsfunktionen. Die modalen Parameter des Sägeblattes  $\omega_R$  und  $\psi$  werden als erstes mit der Funktion  $TF_{FF}$  (Formel 4.3) auf dem Versuchstand verschoben, dann mit seinem dynamischen Verhalten mit der Funktion  $G_{VS}$  (Formel 4.4) verbunden. Zuletzt überträgt die Funktion  $TF_u$  (Formel ist gleich mit  $TF_{FF}$ , nur mit umgekehrten Punkt) das Ergebnis zurück auf die Zerspanstelle des Sägeblattes. In den Rechnungen wird auch das Sägeblattgewicht hinzugefügt. Das Rechenblockschema lässt sich in der Abbildung (4.18) erkennen.

$$TF_{FF} = \frac{u_1}{u_2} = \frac{G_{12}}{G_{22}} = \frac{\sum_{i=1}^N \psi_{1i} \psi_{2i} \prod_{n=1, n \neq i}^N (\omega^2 + 2\delta_n + \omega_{Rn}^2)}{\sum_{i=1}^N \psi_{2i} \psi_{2i} \prod_{n=1, n \neq i}^N (\omega^2 + 2\delta_n + \omega_{Rn}^2)} \quad (4.3)$$

$$G_{VS} = \sum_{i=1}^N \frac{\psi_{Vi} \psi_{Si}}{\omega^2 + 2\delta_i j \omega + \omega_{Ri}^2} \quad (4.4)$$

Die Verschiebungspunkte sind  $u_1$  und  $u_2$ ,  $N$  ist die Eigenformanzahl,  $i$  ist die Eigenformnummer,  $\omega$  ist die Winkelgeschwindigkeit,  $\omega_{Ri}$  ist die Winkeleigenfrequenz und  $\delta_i$  ist die Abklingkonstante, diese kann aus dem Dämpfungsgrad  $\theta_i$  berechnet werden:

$$\delta_i = \theta_i \cdot \omega_{Ri} \quad (4.5)$$

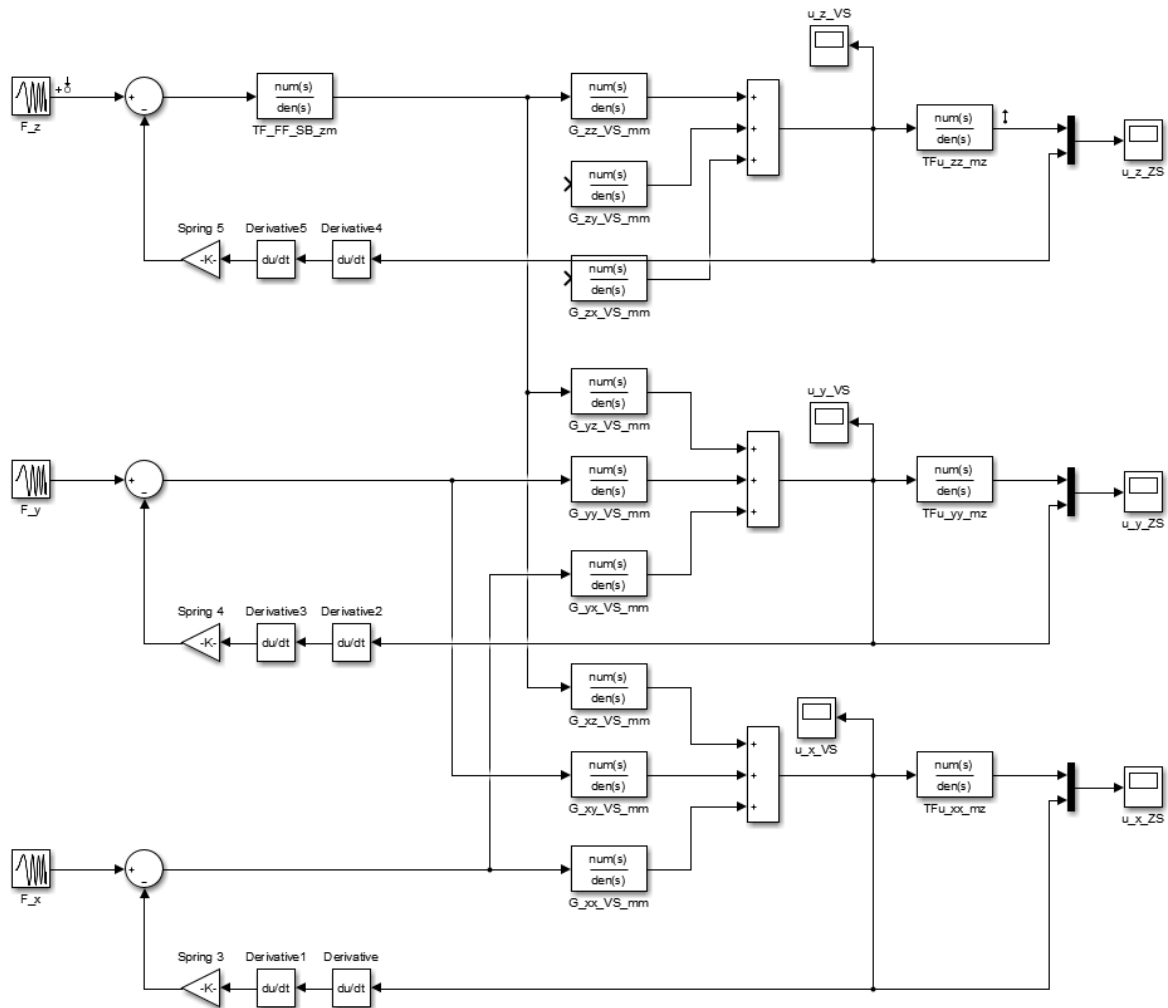


Abbildung 4.18: Rechnungsblock für Vorschub mit separate Sägeblatt

#### 4.2.4 Rechnungsblock für die Torsionsschwingungen

Der letzte Rechnungsblock repräsentiert das System mit zwei Freiheitsgraden und enthält die dynamischen Parameter des Versuchstands und seinem Schwungrad (Abb. 4.19), Variabel  $C_1$  und  $C_2$  stehen für die Torsionsdämpfung des Systems,  $K_1$  und  $K_2$  sind die Torsionssteifheit und  $J_1$  und  $J_2$  sind die Schwungmomente.

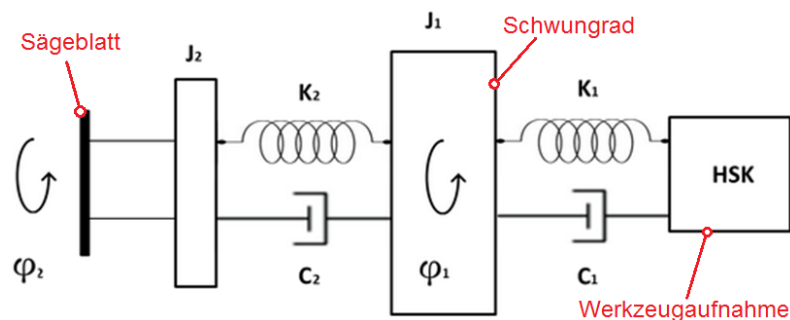


Abbildung 4.19: Schema des Systems mit zwei Freiheitsgraden

Aus diesem Schema lassen sich zwei Bewegungsgleichungen (4.6 und 4.7) für das System formulieren:

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + k_2(\varphi_2 - \varphi_1) = M_C \quad (4.6)$$

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1\dot{\varphi}_1 + k_1\varphi_1 + c_2(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + k_2(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \quad (4.7)$$

Diese Bewegungsgleichungen werden im Rechnungsblock für die Torsionsschwingungen mit einbezogen (Abb. 4.20).

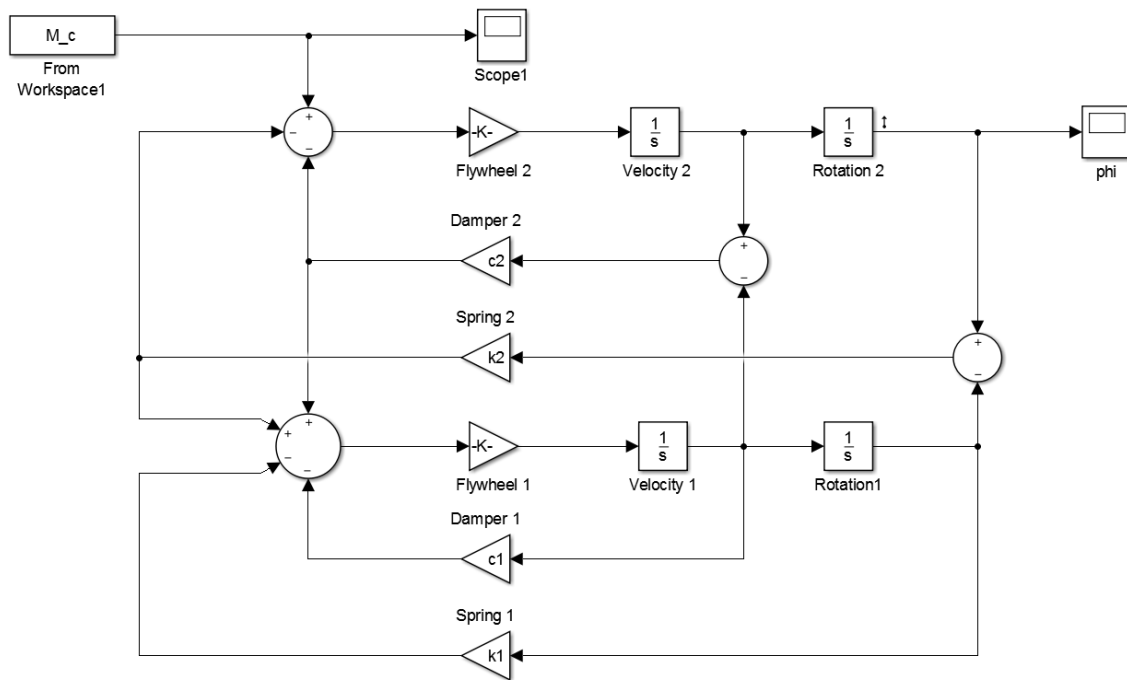


Abbildung 4.20: Rechnungsblock für Torsionsschwingungen

Der Block dient für die Umformung des mit den Simulationen erhobenen Moments in den Torsionswinkel  $\Delta\varphi$ . Diese Operation ist universal für beide vorherige Fälle: Versuchstand ohne und mit Sägeblatt.

### 4.3 Zusammenfassung der Kapitel

Das Kapitel 4 beschäftigt sich mit den Simulationen des Schneidprozesses mit Hilfe der Rechnungsprogramme Matlab und Ansys Mechanical.

In Unterkapitel 4.1 wurden alle Werkstückprofile (Rechteck-, Dreieck-, Rohrprofil und Profil der zwei Wände) geschnitten um die Zerspankräfte und Momente, die beim Sägen auf dem Sägeblatt wirken, zu ermitteln. Das Sägeblatt beim Rechteck- und Dreieckprofil greift hierbei während des Prozesses in die ganze Werkstückbreite ein. Demgegenüber steht

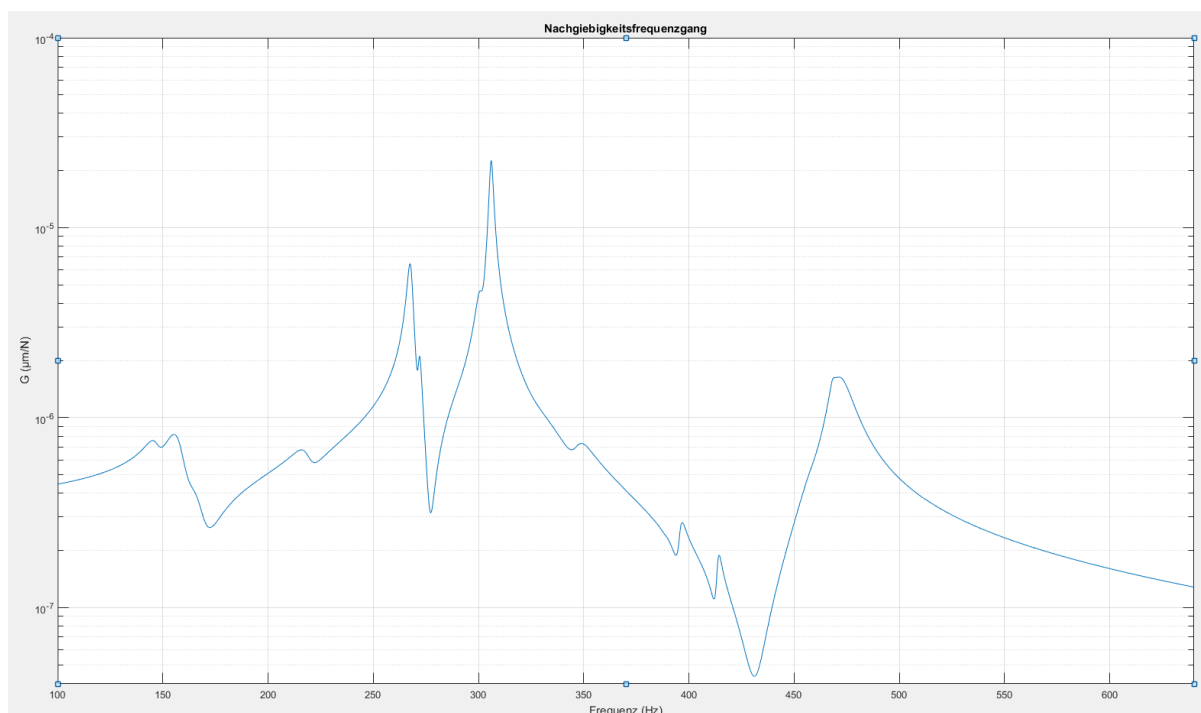
das Sägen des Rohrprofils und des Profils mit zwei Wänden, welches durch stoßförmige Fremdschwingungen begleitet ist, die beim Sägen des Innerteils entstehen.

Das Ziel von Unterkapitel 4.2 liegt in der Beschreibung des dynamischen Verhaltes der Werkzeugmaschine durch den Nachgiebigkeitsfrequenzgang. Dieser wurde durch zwei mögliche Weisen ermittelt: mit der Messung des ganzen Versuchstands inklusive Sägeblatt und mit der Implementierung der modalen Parameter des Sägeblattes aus der FEM-Analyse im Versuchstand. Die beiden dienen für die Ermittlung des Ausgangssignals für den Vorschub.

Die erste Weise hat den Vorteil in einem genauen Nachgiebigkeitsfrequenzgang und dient somit zur besseren Umformung der Kräfte in Vorschübe. Der Nachteil liegt in der begrenzten Anwendung, da das dynamischen Verhalten nur für das bestimmte Sägeblatt und den Versuchstand gilt und bei Sägeblattaustausch, muss es wieder neu gemessen werden.

Der zweite Block ist mehr universal, die modalen Parameter des Sägeblattes können ohne Messung ermittelt werden und somit kann es in den Rechnungen einfach gewechselt werden. Der Nachteil ist die Befestigungssteifheit, wo die feste Verbindung simuliert wurde und erreicht so eine geringer Genauigkeit.

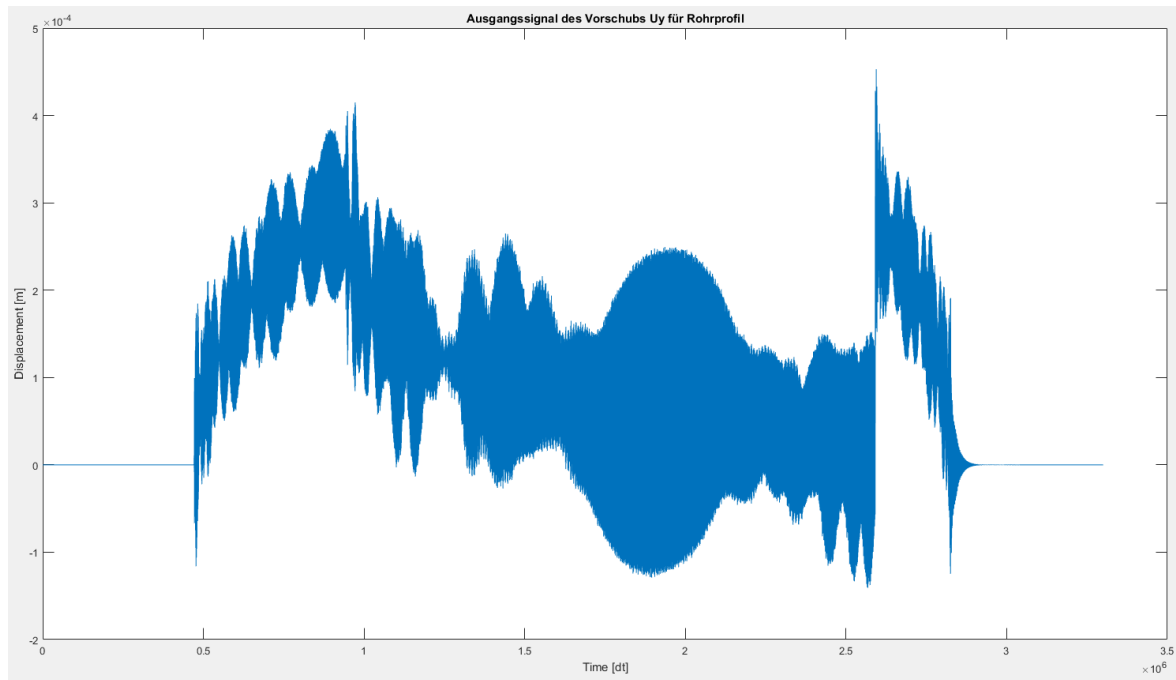
Für die Zwecke dieser Arbeit ist der erste Rechnungsblock günstiger, da hier die größere Rechnungsgenauigkeit erzielt wird. Den berechneten Nachgiebigkeitsfrequenzgang stellt Abbildung 4.21 dar.



**Abbildung 4.21: Nachgiebigkeit des Versuchstands**

Aus der Abbildung lassen sich die Werte der Eigenfrequenzen beobachten. Das untersuchte System schwingt in den Frequenzen von 155,1 Hz, 267,4 Hz, 306,0 Hz und 470,3 Hz.

Der Rechenblock für Torsionsschwingungen formt das Moment  $M_C$  in den Torsionswinkel  $\Delta\varphi$  um, der mit Integrationen aus der Bewegungsgleichung bearbeitet wurde. Mit Vorschub  $u_x$ ,  $u_y$  und  $u_z$  wurden alle nötige Ausgangssignale erfasst (Abb. 4.22).



**Abbildung 4.22:** Vorschub  $u_y$  des Rohrprofils – Kraft  $F_y$  multipliziert mit der dynamischen Nachgiebigkeit  $G_y$

## 5 Experimentelle Analyse des Kreissägens

Im nachfolgenden Kapitel werden die für diese Abschlussarbeit durchgeführten Experimenten am Bearbeitungszentrum beschrieben. Als Ausgangsparameter werden hier die Torsionsschwingungen  $\varphi$  gemessen, die radialen Schwingungen  $u_y$  und die lateralen Schwingungen  $u_z$  werden mit der Integration von den in der Richtung dazugehörigen Geschwindigkeiten abgeleitet.

Zunächst wird in Unterkapiteln 5.1 die verwendetes Bearbeitungszentrum, in Kapitel 5.2 der experimentelle Aufbau sowie in 5.2.1 und 5.2.2 die Messungstechnik näher vorgestellt. Schließlich werden die Werkstücke und ausgewählte Schnittparameter für die Messung beschrieben.

### 5.1 Bearbeitungszentrum

Das dynamische Verhalten des Schneidprozess wurde am Bearbeitungszentrum Heckert HEC 630 Athletic von der Starrag Group analysiert (Abb. 5.1). Dieses 4-achsige Bearbeitungszentrum bietet dafür eine große Bearbeitungsflexibilität. Sie zeichnet sich insbesondere durch die Variabilität zur Einstellung verschiedener Schnittparameter aus und verfügt zudem über ausreichend Platz für die optimale Positionierung der ausgewählten Messgeräte. Die Grundparameter der Heckert HEC 630 Athletic sind in Tabelle 5.1 zusammengefasst. [9]



Abbildung 5.1: Bearbeitungszentrum HEC 630 Athletic

HEC 630 Athletic	
Ausführung Arbeitsspindel	Horizontal
Arbeitsspindel	AC-Motor, 40 – 105 PS
Drehmoment	1210 [Nm]
Drehzahlbereich	20 ... 6 000 [U/min]
Max. Arbeitsvorschub X/Y/Z	60 [m/min]
Max. Vorschubkraft X/Y/Z	22/18/22 [kN]
Maschinengenauigkeit	≤ 0,007 [mm]
Längsbewegung X	1200 [mm]
Senkrechtbewegung Y	950 [mm]
Querbewegung Z	1200 [mm]

*Tabelle 5.1: Grundparameter des Bearbeitungszentrum HEC 630 Athletic*

Bei der Durchführung der Experimente wurde das gleiche Kreissägeblatt (Durchmesser = 160 mm, Zahnanzahl = 64) wie bei den Simulationen im vorherigen Kapitel verwendet.

## 5.2 Aufbau des Messungssystems

Der Aufbau des Messungssystems, für die experimentelle Analyse des Schneidprozesses, besteht aus folgenden zwei Messgeräten: einem Dynamometer sowie einem Rotationsvibrometer. Das Dynamometer wurde hierbei für die Messung der Kräfte eingesetzt, die beim Schneiden auf das Werkstück einwirken. Mit Hilfe des Rotationsvibrometer wurden die Torsions- und Lateralschwingung des Sägeblattes aufgezeichnet. Die genaue Platzierung der Messgeräte im experimentellen Aufbau ist im folgenden Bild (5.2) dargestellt.

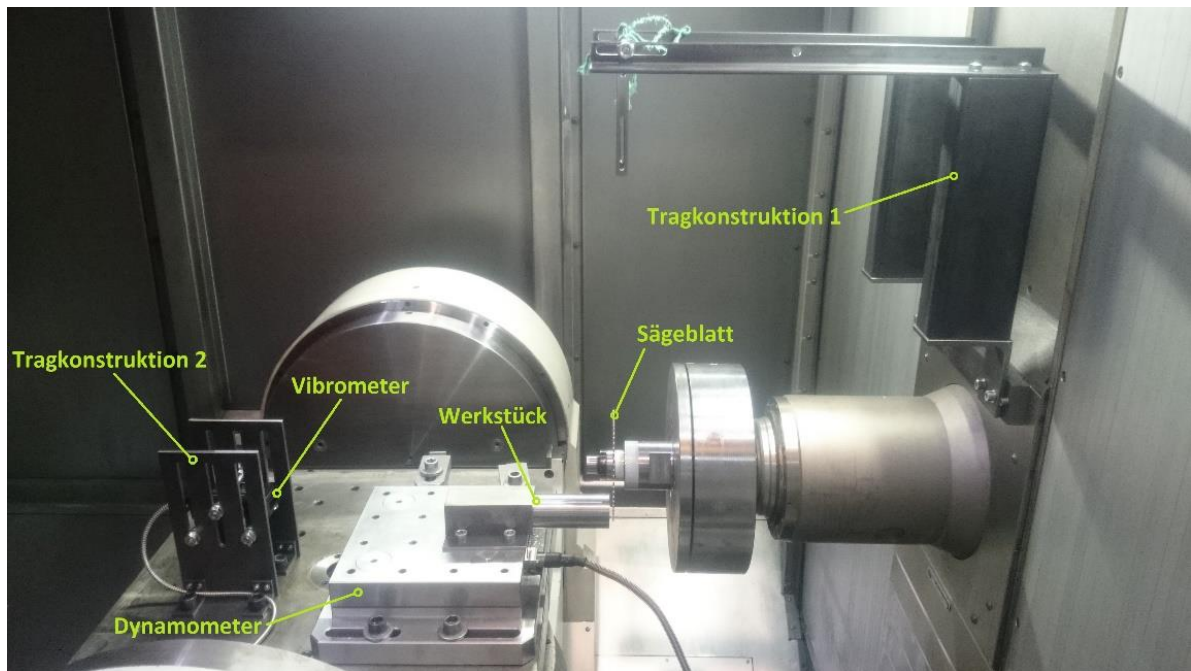


Abbildung 5.2: Aufbau des Messungssystems für die Experimente

### 5.2.1 Dynamometer Typ 9255B

Das verwendete Dynamometer (Typ 9255B von Kistler) gehört zu der piezoelektrische Messtechnik, das für die Zerspankraftmessung besonders geeignet ist (Abb. 5.3). Der Messbereich liegt von -20 kN bis 20 kN in den Richtungen x, y und von -10 kN bis 40 kN in der z-Richtung. Über die Deckplatte (3) wird die zu messende Kraft eingeleitet und auf vier piezoelektrische Kraftsensoren (1), die auf Druck in Richtungen x, y und z empfindlich sind, verteilt. Das erzeugte Signal wird schließlich, über das mit der Anschlussdose (4) verbundene Kabel, an das Signalaufbereitungs-Verstärkermodule übertragen. [11]

Die Messplattform wurde mit dem befestigen Werkstück auf den Arbeitstisch befestigt.

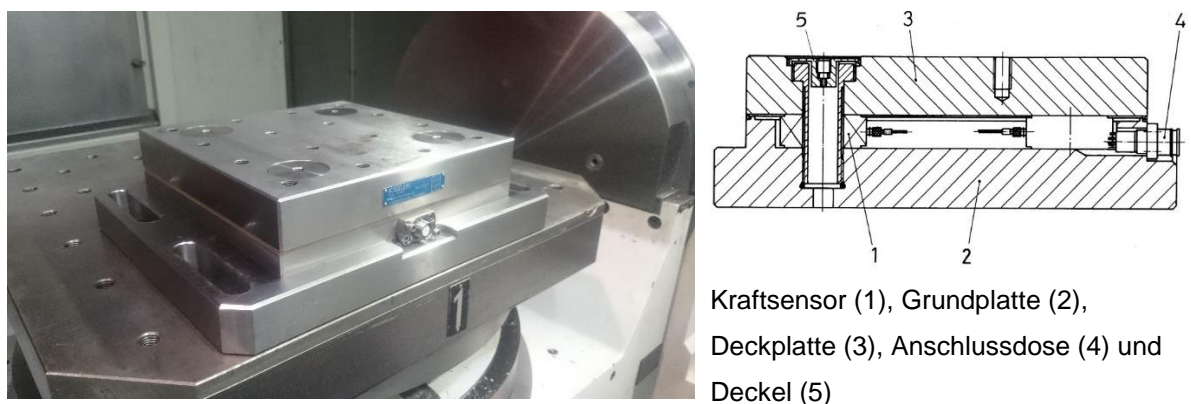


Abbildung 5.3: Messplattform von Kistler; links – Position auf dem Arbeitstisch, rechts – mit ihren Bauteile [11]



### 5.2.2 Rotationsvibrometer RLV-5500

Das für die Experimente eingesetzte Rotationsvibrometer ist ein laseroptisches Gerät, welches aus einem Messkopf und einem Controller besteht (Abb. 5.4). Es dient so zur berührungslosen Erfassung von Drehschwingungen an rotierenden Teilen, sodass es die Frequenzveränderung auf dem Laserstrahlen auswertet, was physikalisch als Dopplereffekt bezeichnet wird. Für die Messungen der Experimente dieser Arbeit wurde das Rotationsvibrometer Typ RLV-5500 von Polytec ausgewählt. Beruhend auf dem Messprinzip der Laserinterferometrie - ist es möglich, im Frequenzbereich von 0 Hz bis 10kHz, die dynamischen Drehschwingungskomponenten  $\Delta\varphi$  und  $\Delta\omega$  zu erfassen. Nebenbei kann so auch die Drehzahl  $n$  mit bis zu 20 000 1/min aufgenommen werden. Diese Ausgänge erlauben es, mittels elektronischer Integration des Signals, die Störungen im Laufverhalten des Sägeblattes zu unterdrücken. Die optimale Entfernung für die Datenaufnahme zwischen Vibrometer und Sägeblatt ist nach Herstellerangabe  $\geq 400$  mm. [6]

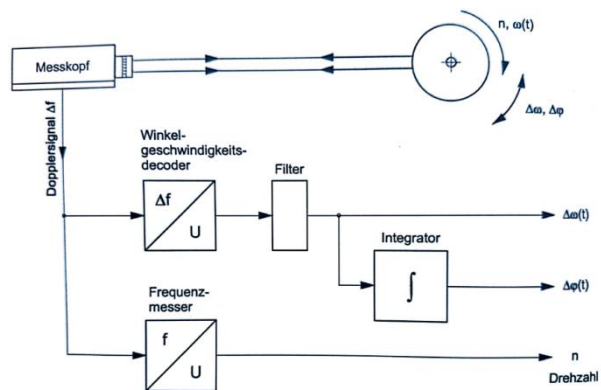


Abbildung 5.4: Rotationsvibrometer (rechts) und seines Aufnahmeprinzip (links) [11]

Für die Messzwecke dieser Arbeit wurde das Vibrometer auf den Tragkonstruktionen 1 und 2 befestigt. Nach der Ausrichtung wurden verschiedene Schwingungsarten gemessen, die in der folgende Tabelle 5.2 zu sehen sind.

		Anzahl der Laserstrahlen	
		1	2
Lage	Vertikal	Radiale Schwingungen	Drehschwingungen
	Horizontal	Laterale Schwingungen	-

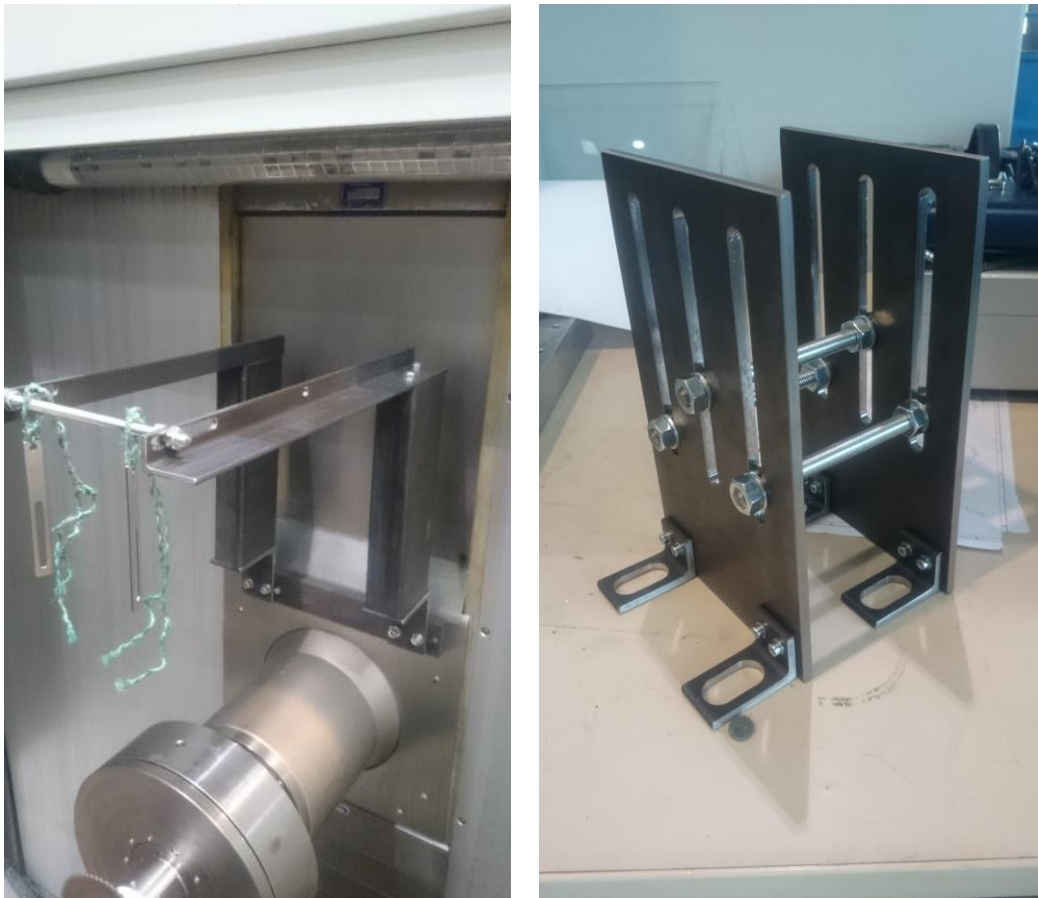
Tabelle 5.2: Gemessene Schwingungsarten mittels Vibrometer

### 5.2.3 Tragkonstruktionen für Vibrometer

Für die entfernungsoptimale und sichere Platzierung des Vibrometers, wurden zwei Tragkonstruktionen mit variablen Einstellungsmöglichkeiten angefertigt (Abbildung 5.5). Die dazugehörige technische Dokumentation ist im Speichermedium dieser Arbeit zu finden.

Zur Messung der Torsionsschwingungen des Sägeblattes wurde das Vibrometer an der Tragkonstruktion 1 so positioniert, dass es die Schwingungsabweichungen an der Spindel vertikal messen konnte. Um unerwünschte Schwingungen, die von der Maschine über die Konstruktion geleitet werden, zu vermeiden, wurde das Vibrometer mit einem Seil gesichert. Somit konnten Schwingungen, die möglicherweise die Messgenauigkeit des Vibrometers beeinflussen, vermieden werden. Um die gleiche Entfernung des Laserstrahls während des Schneidprozesses zu gewährleisten, wurde die Tragkonstruktion die sich mit der Spindel bewegt an der Wand befestigt.

Die zweite Tragkonstruktion diente zur Messung der Lateralschwingungen und wurde wie das Dynamometer mit dem Arbeitstisch verschraubt. Das Vibrometer wurde bei der Befestigung horizontal an der Seite des Sägeblattes ausgerichtet.



*Abbildung 5.5: Tragkonstruktion 1 (links) und Tragkonstruktion 2 (rechts)*

### 5.2.4 Werkstücke

Auf Grundlage der Simulationsmodelle, wurden schließlich Probewerkstücke der untersuchten Profile hergestellt (Abb. 5.6). Zur korrekten Fixierung der Probewerkstücke auf der Messplattform, wurde zudem eine individuelle Befestigungskonstruktion entwickelt und an den unterschiedlichen Profilen angebracht (Abb. 5.7).



**Abbildung 5.6:** Untersuchte Werkstücke – **Abbildung 5.7:** Befestigungskonstruktion  
Rohrprofil, Rechteckprofil und Dreieckprofil am Beispiel des Profils der zwei Wände

### 5.3 Experimente im Überblick

Diese Kapitel erklärt, wie die Experimente am Bearbeitungszentrum verlaufen sind. Während des Schnittprozess wurden mit dem Dynamometer und dem Vibrometer mehrere Parameter erfasst, die als Ausgangsdaten gebraucht werden: Geschwindigkeit  $v_y$  und  $v_z$ , Drehzahl, Winkelgeschwindigkeit und Torsionswinkel. Die Profile wurden mit verschiedenen Kombinationen der Fertigungsparameter geschnitten, diese fasst die Tabelle 5.3 zusammen. Die Versuche, die rot angemerkt sind, repräsentieren solche Fälle, wo das Sägeblatt im Werkstück stehen geblieben ist.

	Versuchsnummer	$v_c$ [m/min]	$f_z$ [mm]	$n_{sp}$ [1/min]	$v_f$ [mm/min]
Rechteck	1	25	0,008	49,7	25,45
	2	30	0,008	59,7	30,57
	3	40	0,008	79,6	40,76
	4	50	0,008	99,5	50,94
Dreieck	1	25	0,008	49,7	25,45
	2	30	0,008	59,7	30,57
	3	40	0,008	79,6	40,76
	4	50	0,008	99,5	50,94

	Versuchsnummer	$v_c$ [m/min]	$f_z$ [mm]	$n_{sp}$ [1/min]	$v_f$ [mm/min]
Rohr	1	25	0,008	49,7	25,45
	2	25	0,02	49,7	63,62
	3	30	0,008	59,7	30,57
	4	30	0,02	59,7	76,42
	5	40	0,008	79,6	40,76
	6	40	0,02	79,6	101,89
	7	50	0,008	99,5	50,94
	<b>8</b>	<b>50</b>	<b>0,02</b>	<b>99,5</b>	<b>127,36</b>
Zwei Wände	1	25	0,008	49,7	25,45
	2	25	0,02	49,7	63,62
	3	30	0,008	59,7	30,57
	4	30	0,02	59,7	76,42
	5	40	0,008	79,6	40,76
	<b>6</b>	<b>40</b>	<b>0,02</b>	<b>79,6</b>	<b>101,89</b>
	7	50	0,008	99,5	50,94
	<b>8</b>	<b>50</b>	<b>0,02</b>	<b>99,5</b>	<b>127,36</b>

*Tabelle 5.3: Fertigungsparameter von den Messungen*

## 5.4 Zusammenfassung der Kapitel

Für die Messungen in dieser Arbeit wurden das Dynamometer Typ 9255B von Kistler und das Vibrometer RLV-5500 von Polytec ausgewählt. Diese Geräte haben die auf die beim Fertigungsverfahren wirkenden Kräfte in alle Richtungen gemessen sowie die Torsionsschwingungen, die radialen sowie lateralen Schwingungen des Sägeblattes. Um das Vibrometer an der Werkzeugmaschine zu befestigen wurden zwei Tragkonstruktionen entwickelt und gebaut. Wie bei der Simulationen wurden die gleichen Werkstückprofile untersucht.

Die erhobenen Ausgangsparameter von allen Experimenten werden in Signale verarbeitet und im folgenden Kapitel mit denen der Simulationssignale verglichen.

## 6 Auwertungsmethoden

Im Rahmen des letzten Kapitels soll an mehreren Beispielen der Ausgangssignale gezeigt werden, wie mittels der Auswertungsfunktionen SFTF, CWT und DWT ihre Zeit-Frequenz-Analyse ermittelt wurde. Dadurch kann die Vergleichung des Prozessmodells und der experimentellen Messungen beurteilt, sowie die Schwingungsursache des Fertigungsprozesses aufgedeckt werden.

### 6.1 Short Time Fourier Transformation

Die Zeit-Frequenz-Analyse der erhobenen Signale wurde in Matlab, mit ein Programm für Short Time Fourier Transformation, realisiert. Dieses Programm wurde nach der Vorlage aus der Quelle [10] für den Zweck dieser Arbeit herangezogen. Für die Signalbearbeitung wurde das Gaußian-Fenster ausgewählt, das für die Analyse für die transienten Signale konzipiert ist und den Unschärferelationseffekt vermindert, welcher für SFTF typisch ist. [4, S. 22]

Gerade dieser Effekt wird zuerst auf dem Signale erforscht. Bei der SFTF ist es möglich, Fenstergröße zu verändern und somit ein Verhältnis zwischen Frequenz- und Zeitauflösung auszuwählen.

Mit der günstigsten Fenstergröße sollen im nächsten Schritt mehrere simulative und experimentelle Signale bearbeitet werden und schließlich am Ende des Kapitels verglichen werden.

#### 6.1.1 Auswertung eines Signals mit mehreren Fenstergröße

Die Signalanalysen in der SFTF hängen von der ausgewählten Größe des Gaußian-Fensters ab, ein längeres Fenster bedeutet eine feinere Frequenzauflösung. Je feiner die Frequenzauflösung auf dem Diagramm wird, desto größer wird die Zeitauflösung und umgekehrt. Diese Unschärferelation lässt sich in folgender Tabelle (6.1) beobachten, welche für ein simuliertes Signal STFT mit verschiedener Fenstergröße ( $N$ ) durchgeführt wurde. Die Signalparameter wurden so ausgewählt, dass der Effekt bestmöglich zu sehen ist (Abb. 6.1-6.4).

Dieser Effekt wird in der Theorie mittels dem Zusammenhang zwischen  $\Delta\tau$  und  $\Delta f$  beschrieben, der in diesem Fall (Frequenz-Zeit-Auflösung, die die Gaußian-Fenster-Funktion versorgt) mit folgendem Verhältnis nach [4, S. 23] ausgedrückt wird:

$$\Delta\tau \cdot \Delta f = \frac{1}{4\pi} \quad (6.1)$$

In diesem Unterkapitel wurde die beste Kombination zwischen  $\Delta\tau$  und  $\Delta f$  gesucht, umso die Diagramme zu realisieren, bei denen die Schwingungen am besten beobachtet werden können. Die Frequenz- und Zeitlängen werden in Matlab durch die folgende Formel definiert:

$$\tau = 0 : dt : (N - 1)dt \quad (6.2)$$

$$f = 0 : \frac{f_s}{(N - 1)} : f_s \quad (6.3)$$

Hierbei ist  $f_s$  die Abtastfrequenz,  $N$  ist die Anzahl der Messwerte (bzw. die Fenstergröße) und  $dt$  ist das Zeitdifferenzial.

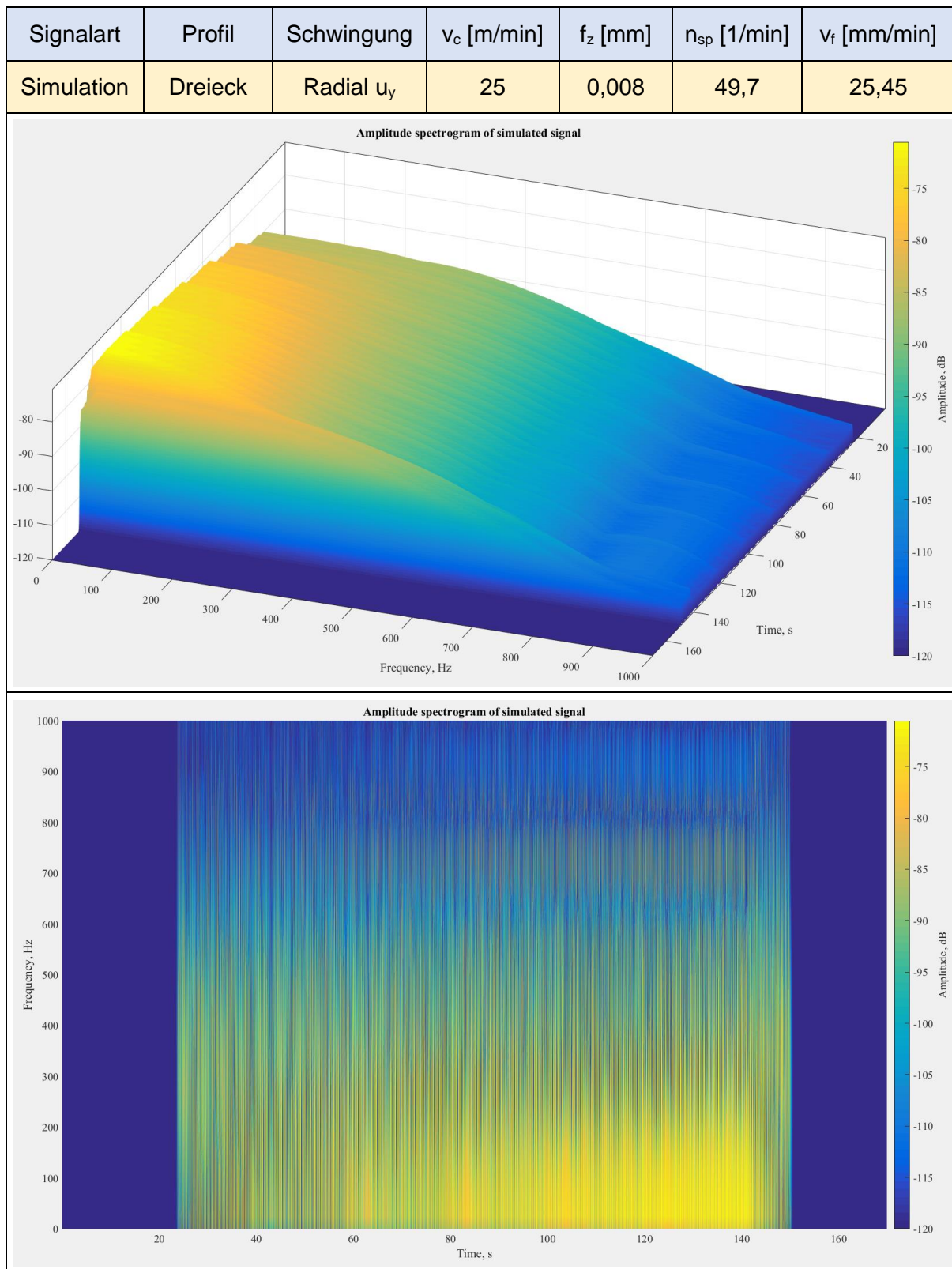


Abbildung 6.1: STFT mit Fenstergröße  $N = 512$ , 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten)



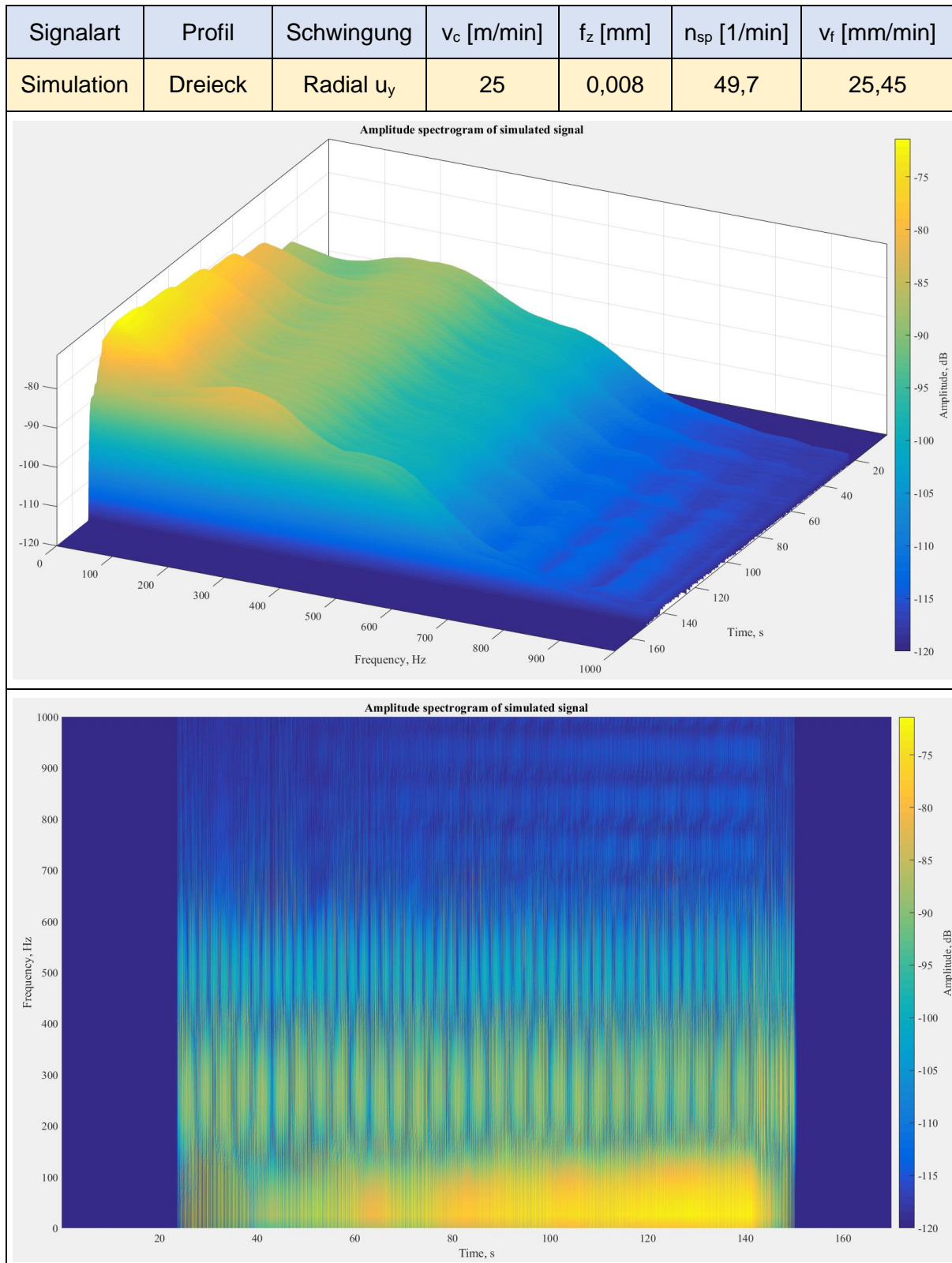


Abbildung 6.2: STFT mit Fenstergröße  $N = 1024$ , 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten)



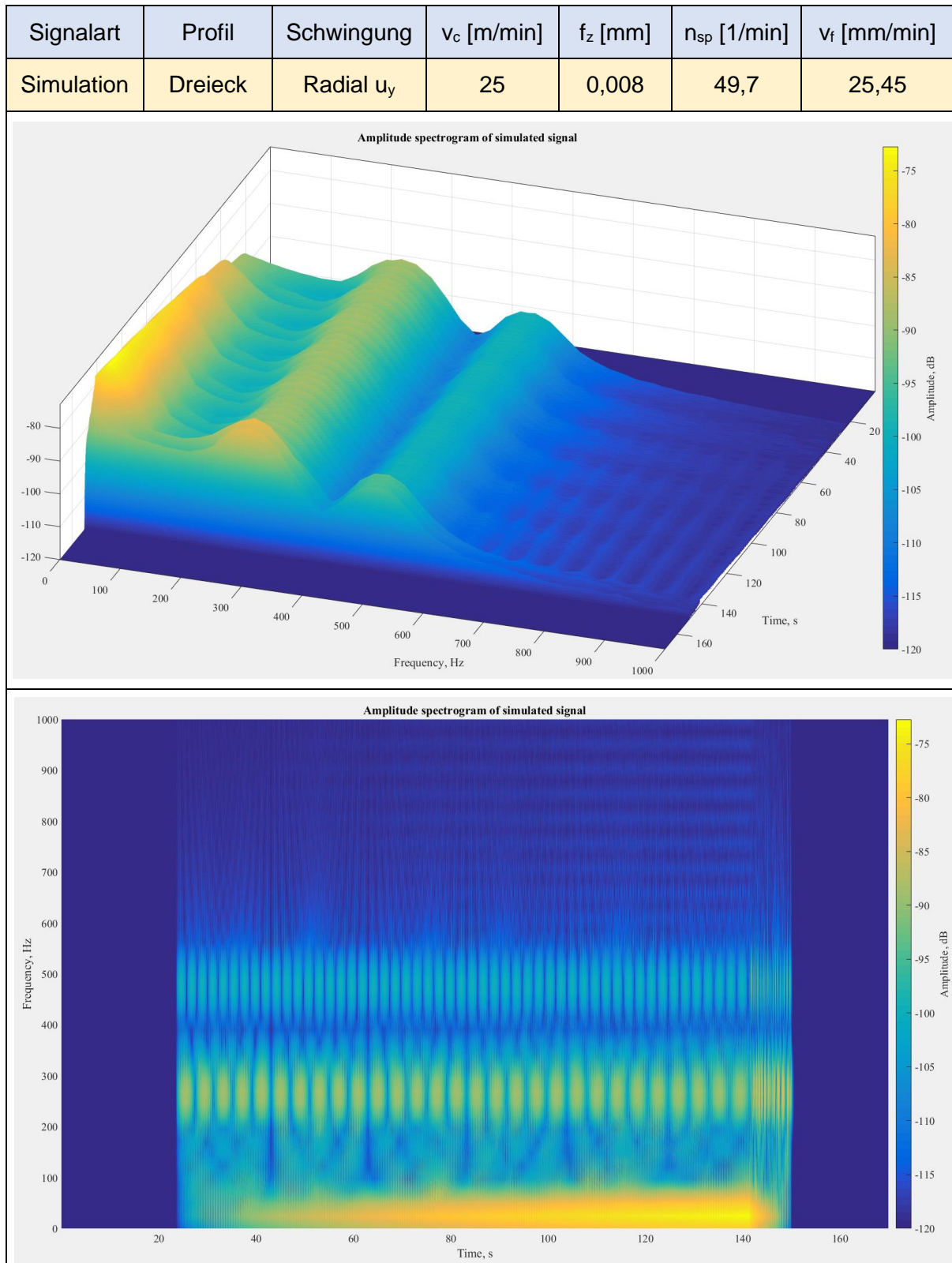


Abbildung 6.3: STFT mit Fenstergröße  $N = 2048$ , 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten)

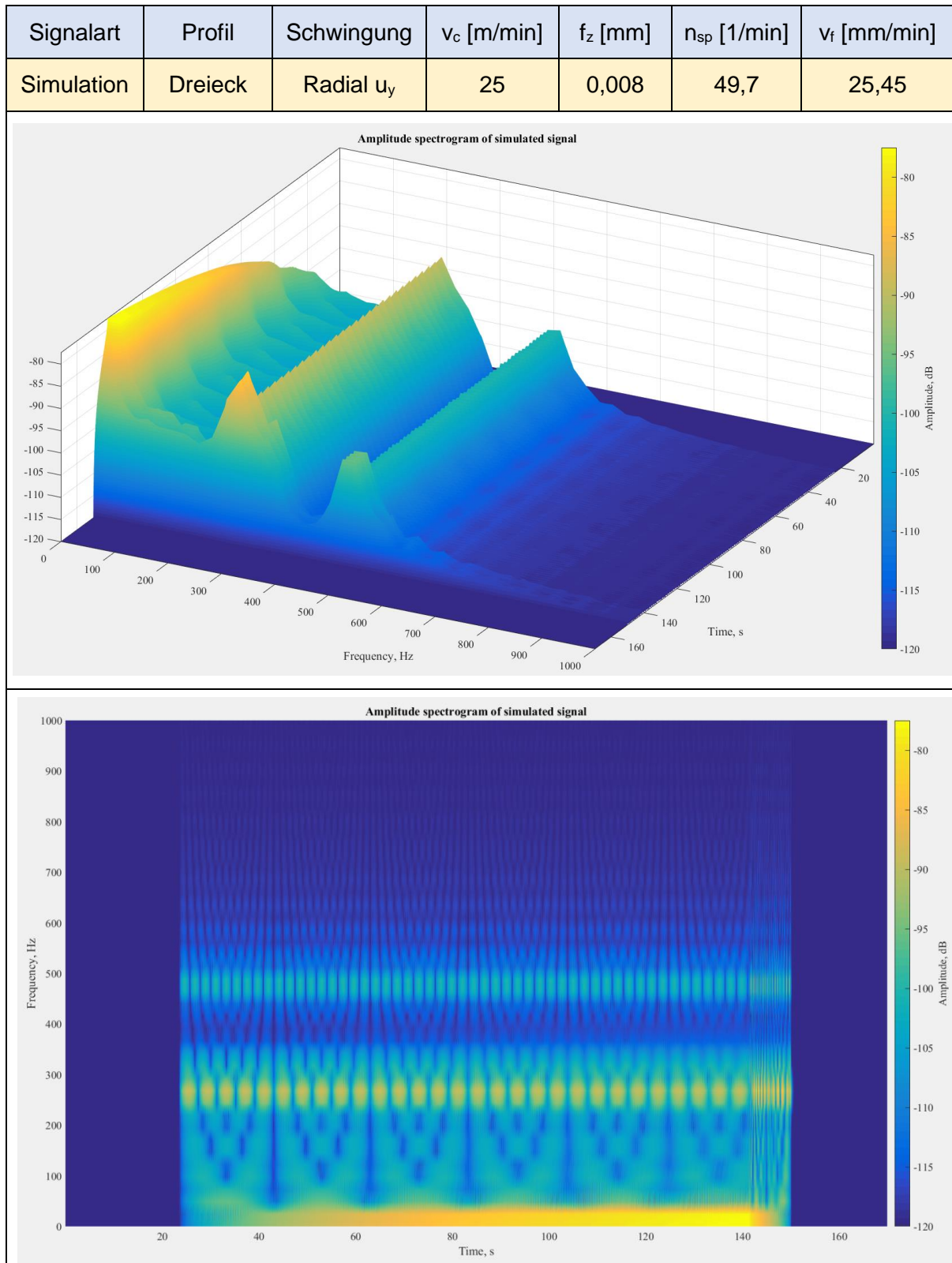
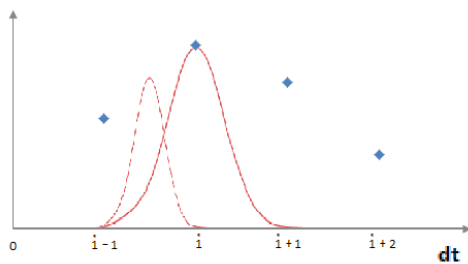


Abbildung 6.4: STFT mit Fenstergröße  $N = 4096$ , 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten)

In der Abb. (6.5) lässt sich erkennen, dass der minimale Wert des Zeitdifferenzials gleich 2 sein muss, um eine Information der Simulationen oder Messungen mittels Gauss-Fenster einzubeziehen. Ob das Zeitdifferenzial kleinerer ist, nimmt die Gauss-Funktion kein Zeitpunkt zu und Information wird verloren. Diese Idee wird in folgende Formel erweitert:



$$\Delta\tau \geq 2 \cdot dt \quad (6.4)$$

$$\Delta f = \frac{1}{\frac{dt}{2}} = \frac{f_s}{2} \quad (6.5)$$

Es kann auch generell ausgedrückt werden:

$$\Delta\tau = m \cdot dt \quad (6.6)$$

**Abbildung 6.5: Überschneidung der Gauss-funktion und Zeitpunkte**

$$\Delta f = \frac{1}{\frac{dt}{m}} = \frac{f_s}{m} \quad (6.7)$$

Und somit gilt:

$$\Delta\tau \cdot \Delta f = m \cdot dt \cdot \frac{1}{\frac{dt}{m}} = 1 \quad (6.8)$$

Die Simulationen und Experimente wurden mit bestimmten  $\Delta\tau$  durchgeführt: für die Simulationen  $dt_S = 1 \cdot e^{-5}$  und für die Experimente  $dt_E = 5 \cdot e^{-4}$ . Für die Analyse der Simulationen und Experimente wurde die Fenstergröße  $N = 2048$  ausgewählt. In alle Fälle wurden  $\Delta\tau$  und  $\Delta f$  damit berechnet:

Für die Simulation:	Für das Experiment:
$\Delta\tau_S = (N - 1) \cdot dt_S \quad (6.9)$	$\Delta\tau_E = (N - 1) \cdot dt_E \quad (6.10)$
$\Delta\tau_S = (2048 - 1) \cdot 1 \cdot e^{-5}$	$\Delta\tau_E = (2048 - 1) \cdot 5 \cdot e^{-4}$
$\Delta\tau_S = 0,0205 \quad (6.11)$	$\Delta\tau_E = 1,024 \quad (6.12)$
$\Delta f_S = \frac{f_s}{N - 1} = \frac{dt_S^{-1}}{N - 1} \quad (6.13)$	$\Delta f_E = \frac{f_s}{N - 1} = \frac{dt_E^{-1}}{N - 1} \quad (6.14)$
$\Delta f_S = \frac{1 \cdot e^5}{2048 - 1}$	$\Delta f_E = \frac{5 \cdot e^4}{2048 - 1}$
$\Delta f_S = 48,852 \quad (6.15)$	$\Delta f_E = 0,977 \quad (6.16)$
Für die Simulation aus (6.11) und (6.15):	$\Delta\tau_S \cdot \Delta f_S = 0,0205 \cdot 48,852 = 1,0015 \quad (6.17)$

Für das Experiment aus (6.12) und (6.16):	$\Delta\tau_E \cdot \Delta f_E = 1,024 \cdot 0,977 = 1,004$	(6.18)
---	---	--------

Aus den Gleichungen (6.8), (6.17) und (6.18) lässt sich erkennen, dass die Parameter  $\Delta\tau$  und  $\Delta f$  korreliert sind. Für die Auswertungszwecke dieser Arbeit wird die Fenstergröße  $N = 2048$  gewählt, da in dieser Frequenzauflösung die Schwingungsfrequenzen am besten beobachtet werden kann und die Zeitauflösung die in den Signalen vorhandenen transienten Vorgänge erkennen lässt. Das Sägen der Werkstückprofile ist ein relativ langsamer Prozess und stellt daher keine großen Ansprüche für die Zeitauflösung dar.

### 6.1.2 Anwendung einer Fenstergröße auf mehrere Signale

Für den folgenden Vergleich des simulativen Fertigungsprozesses werden aufgrund gerades Einfluss auf die Zerspankräfte, die Signale der Torsions- und Radialschwingungen ausgewählt. Bei allen Signalen wurden die Prozesse mit gleichen Schnittparameter und Fenstergröße durchlaufen um somit mehr sichtbare Unterschiede zu erkennen.

Über die simulativen Signale lassen sich mehrere Informationen aus den Abbildungen (6.6-6.13) beobachten und werden in folgender Tabelle 6.1 näher beschrieben:

Num.	Erklärung des Effekts
1	Nummer 1 repräsentiert beim Sägen entstehende Vorschub, der das System in Schwingung erregt
2	Dieses Effekt ist deutlich bei Dreieck und Rohr und steht für Schwebung, der additive Überlagerung (Superposition) zwei Schwingungen, die ihre Frequenzwerte nebeneinander haben.
3	Beschreibt Sprungveränderung beim Eintritt / Austritt in oder aus dem Werkstück. Das System wurde mit Eigenfrequenzen erregt, die wieder schnell verschwinden.
4	Die Frequenzwerte von 260 Hz und 470 Hz gehören zu Nachgiebigkeitsfrequenzen, die das dynamisches Verhalten des untersuchte Systems charakterisieren.
5	Dämpfungsphase, die Amplituden sinken mit Zeit auf Null
6	Beim Rohrprofil sind Wendepunkte seines Schneidprozess zu sehen, die in der Kapitel 4.1.3 beschrieben wurden.
7	Signalbearbeitungsfehler, die Wellen wiederholen sich ohne Ende oder Amplitudenveränderung

**Tabelle 6.1: Erklärung von den Schwingungsursachen**

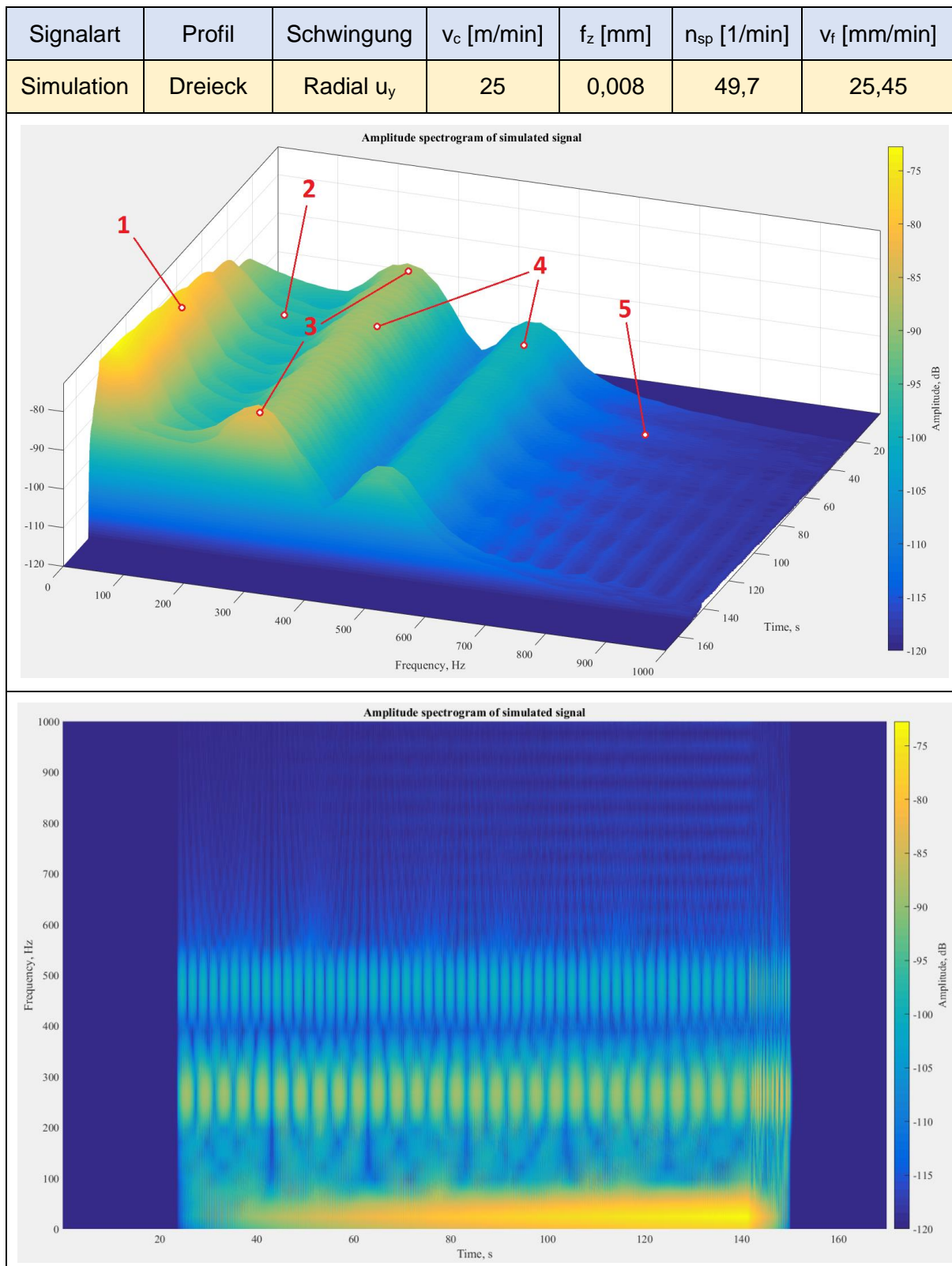


Abbildung 6.6: STFT des simulativen Signals von Dreieckprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten)



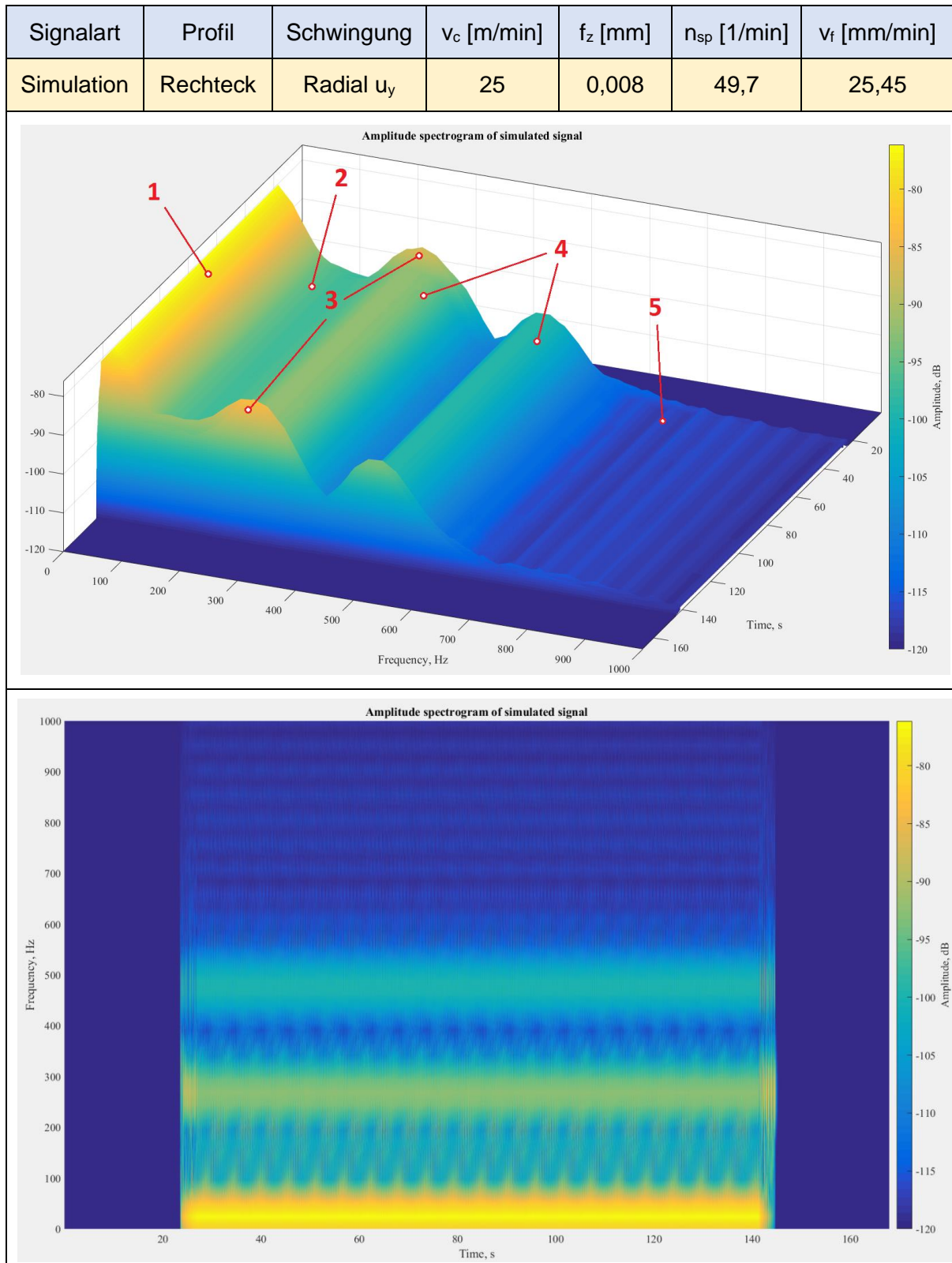


Abbildung 6.7: STFT des simulativen Signals von Rechteckprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten)

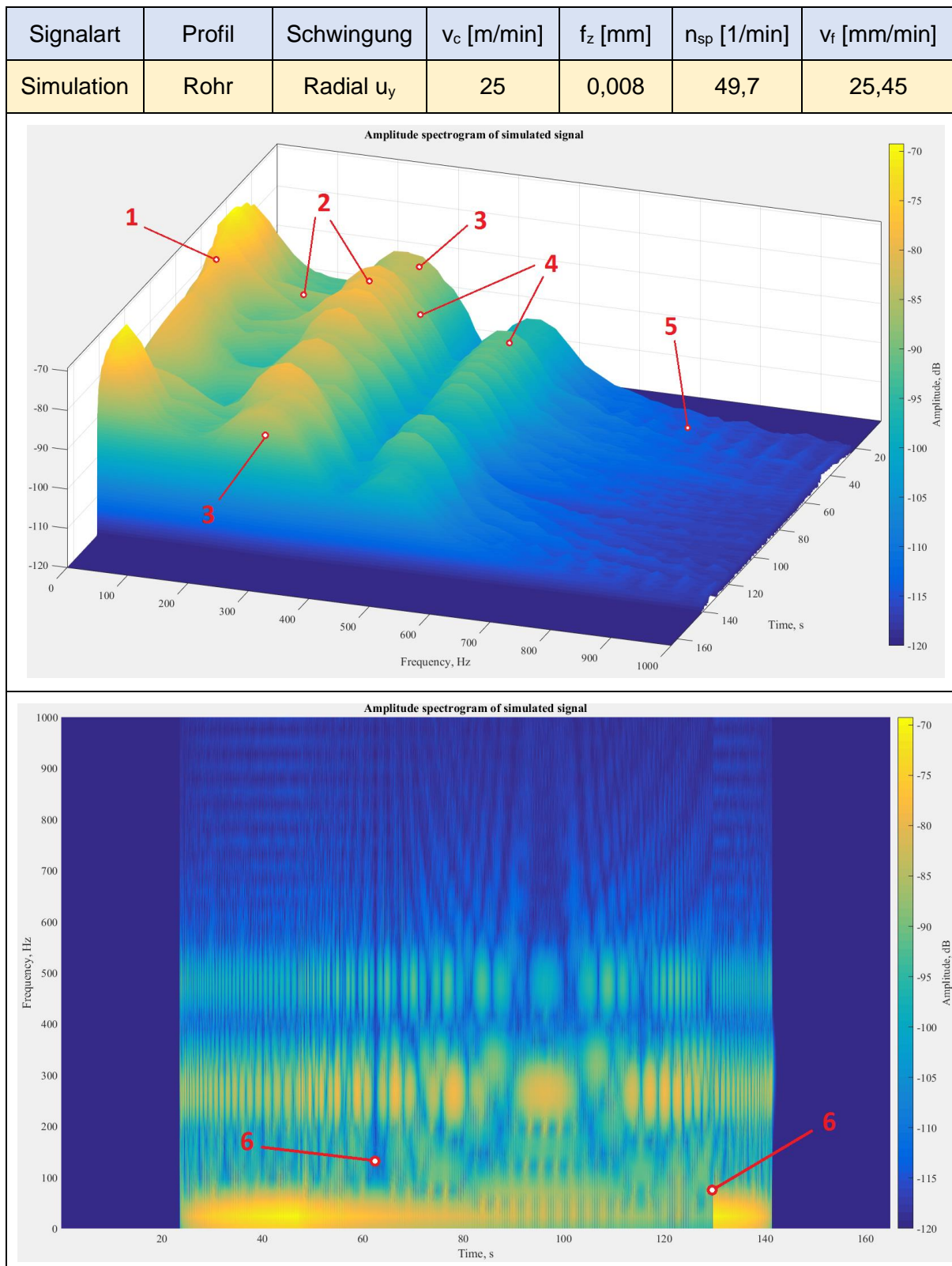


Abbildung 6.8: STFT des simulativen Signals von Rohrprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten)

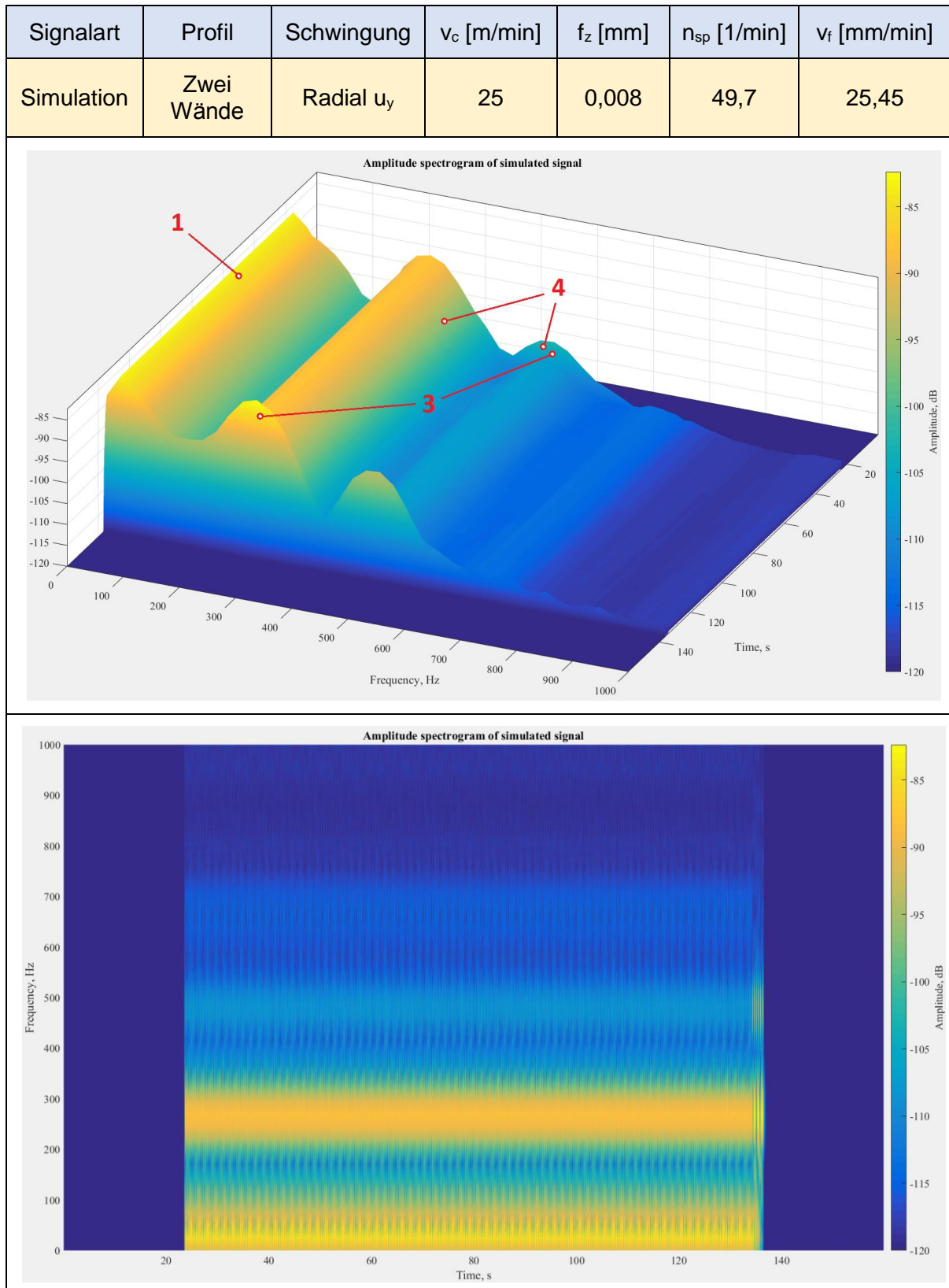


Abbildung 6.9: STFT des simulativen Signals von Profil der zwei Wände, 3D- (oben) und 2D-Spektro-gramm (unten)



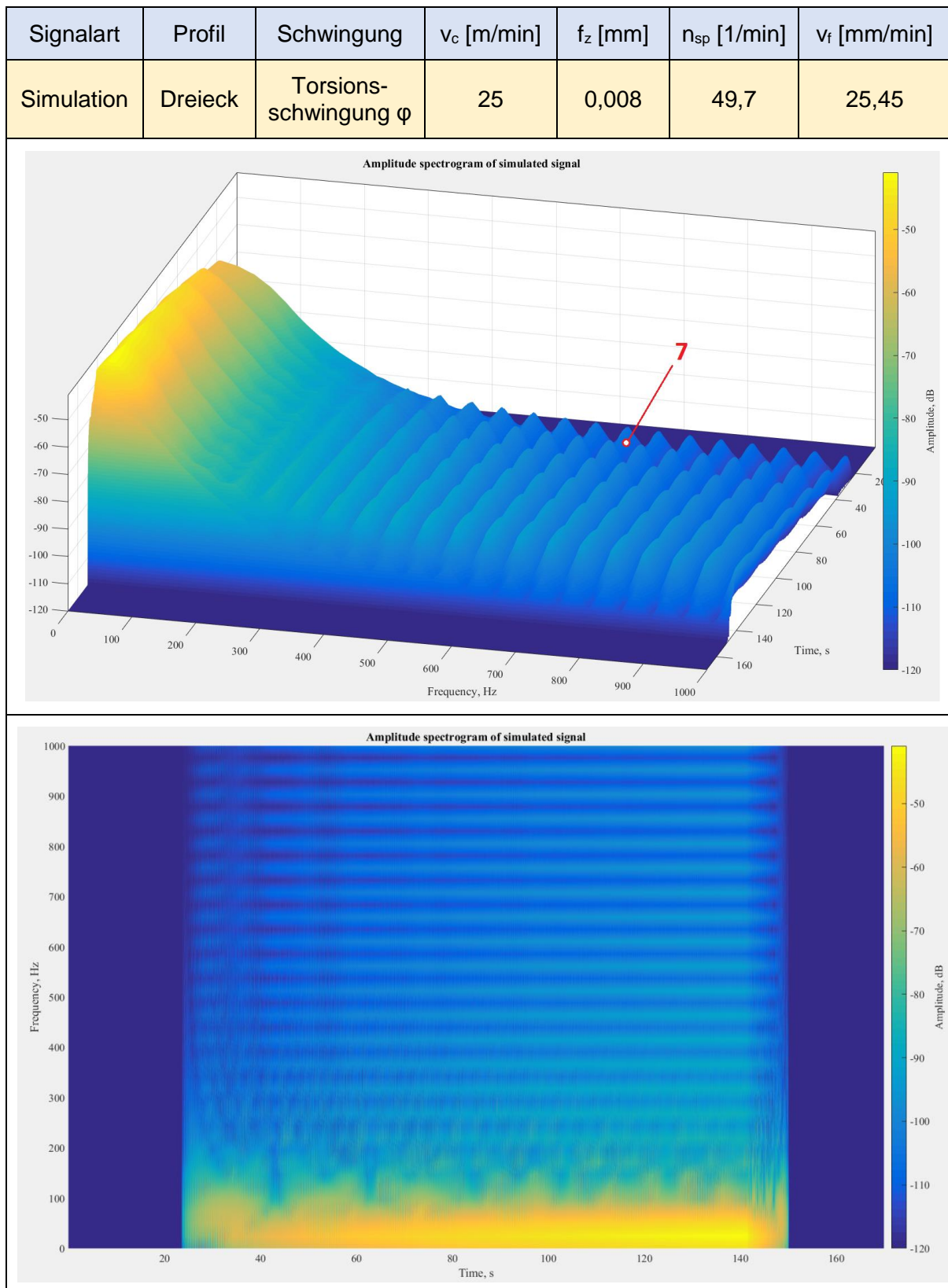


Abbildung 6.10: STFT des simulativen Signals von Dreieckprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Torsionsschwingung

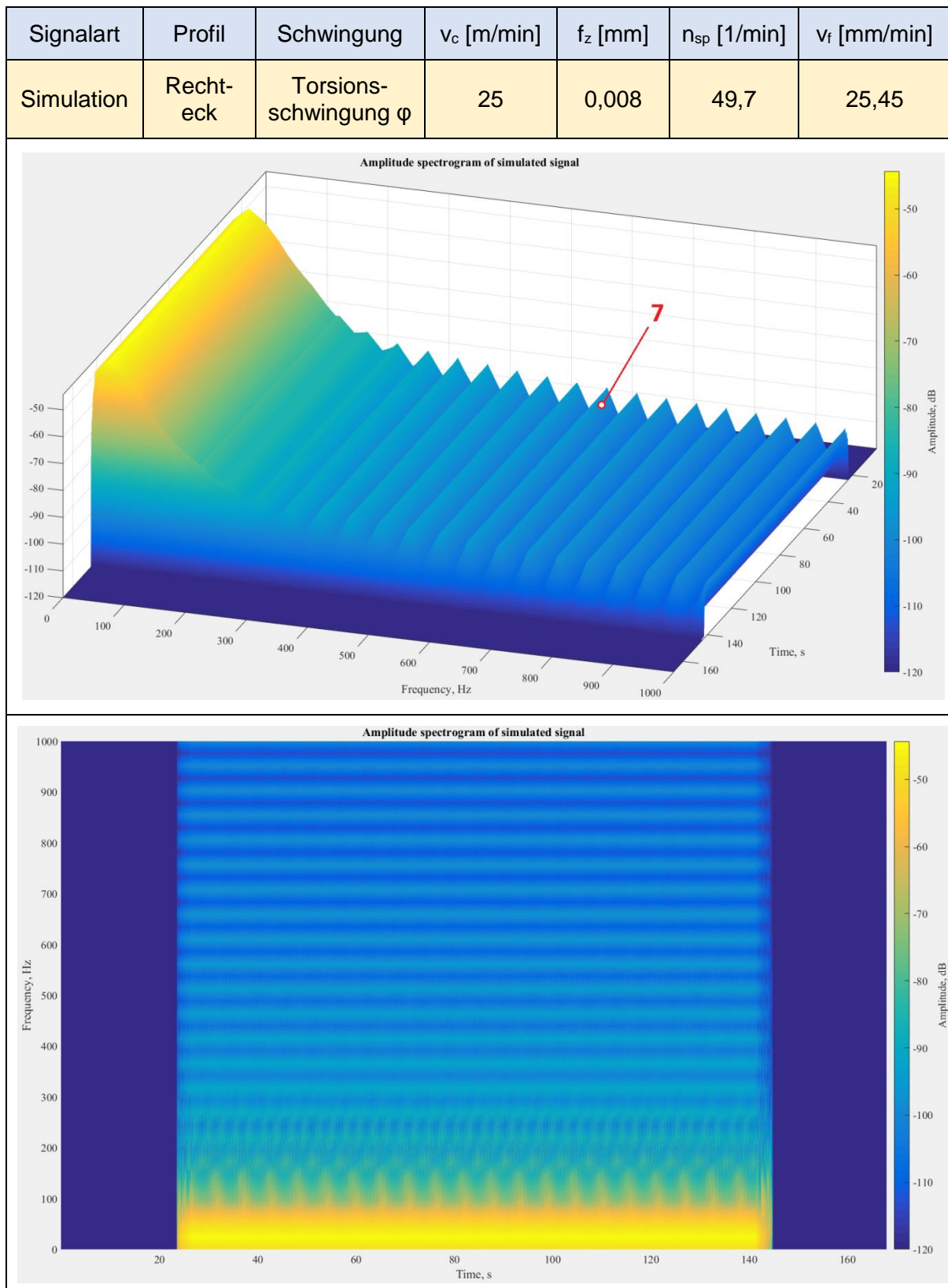


Abbildung 6.11: STFT des simulativen Signals von Rechteckprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Torsionsschwingung

Signalart	Profil	Schwingung	$v_c$ [m/min]	$f_z$ [mm]	$n_{sp}$ [1/min]	$v_f$ [mm/min]
Simulation	Rohr	Torsions- schwingung $\phi$	25	0,008	49,7	25,45

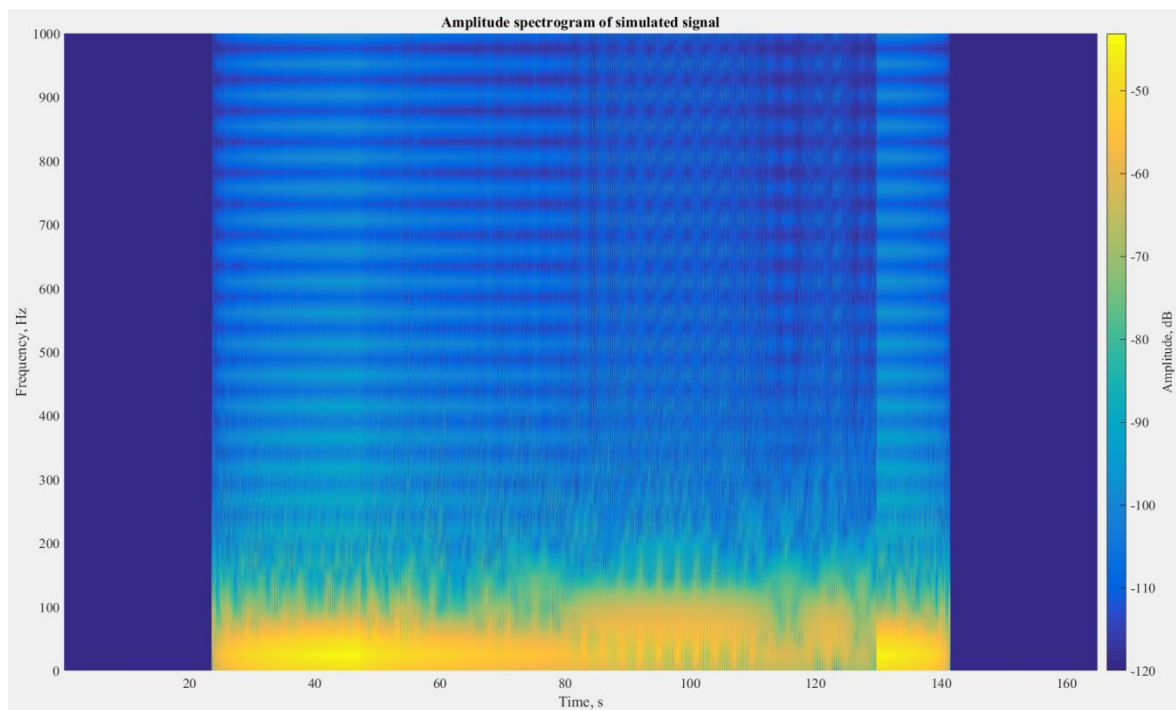
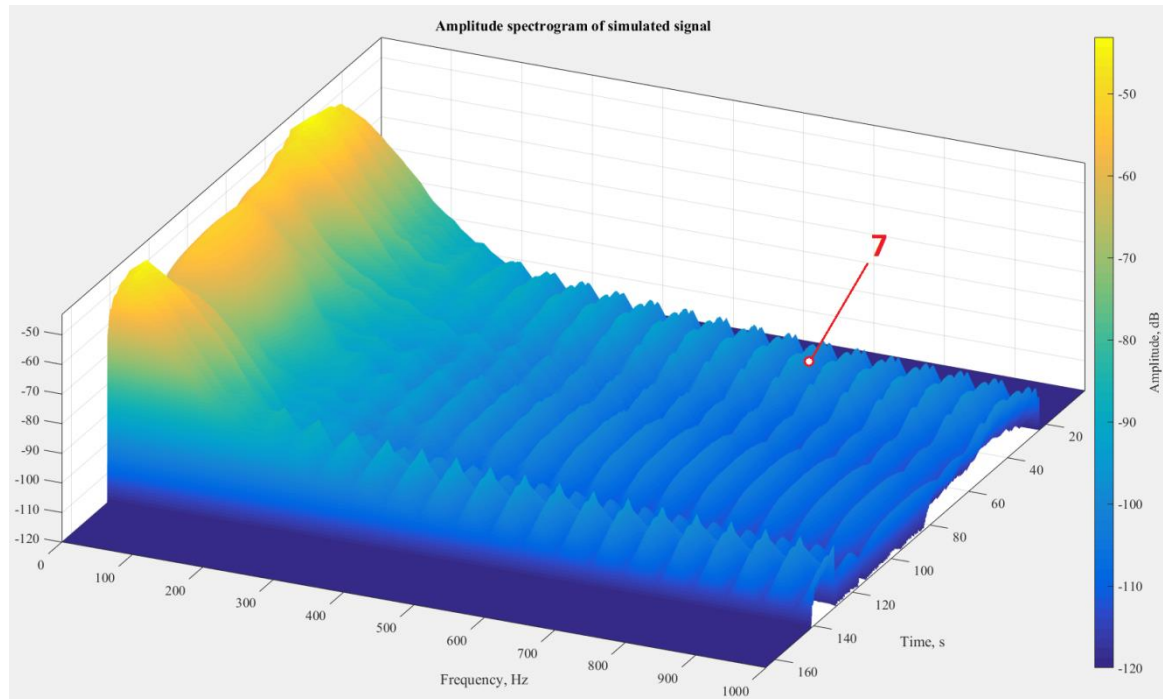


Abbildung 6.12: STFT des simulativen Signals von Rohrprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Torsionsschwingung



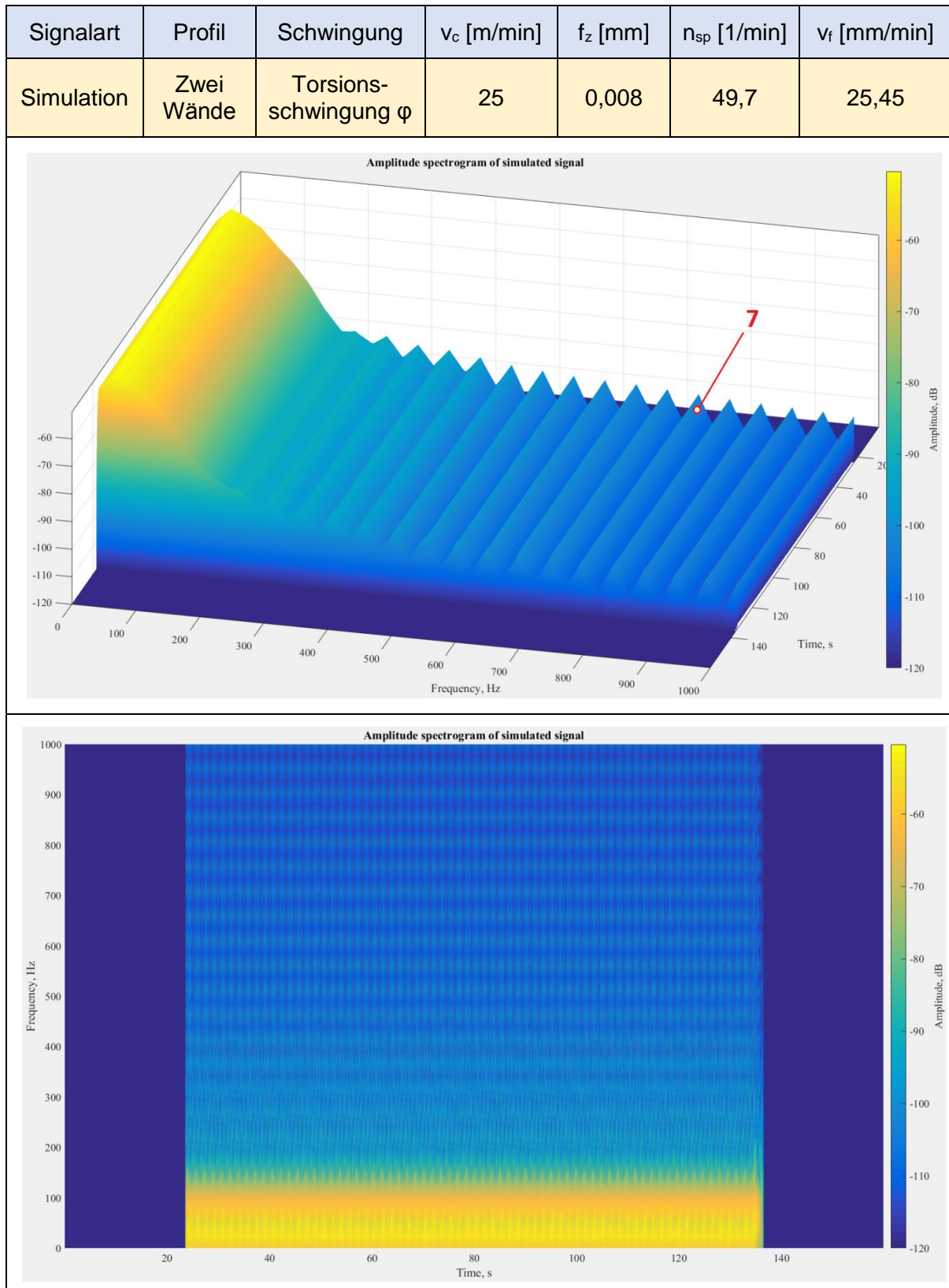


Abbildung 6.13: STFT des simulativen Signals von Profil der zwei Wände, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Torsionsschwingung

### 6.1.3 Vergleich von den simulierten und gemessenen Signale

Dieses Unterkapitel vergleicht die ausgewählten Ausgangssignale zwischen Simulationen und Experimenten. Dafür wurden dreimal die Rohrprofile und einmal das Profil mit zwei Wände gewählt, da diese beim Sägen zwei Erregungspunkte der Schwingungen besitzen und damit am wichtigsten für die Untersuchung sind. Die Messungen für diese Profile wurden auch mit erhöhten Fertigungsparametern durchgeführt.

Bei der Bewertung mussten die durch die Experimente erhobenen Signale noch bearbeitet werden. Die gemessenen Geschwindigkeiten  $v_y$  und  $v_z$  wurden in Vorschubrichtung integriert. Dazu mussten auch niedrige Drehzahlfrequenzen des Sägeblattes unterdrückt werden, da sie höhere Amplituden enthalten und damit die Ergebnisse verzerrten. Diese harmonischen Frequenzen wiederholen sich  $n$ -mal während des Sägeprozesses und sind mit folgender Formel berechnet worden:

$$f_n[\text{Hz}] = \frac{n [1/\text{min}]}{60} \quad (6.19)$$

Tabelle 6.2 fasst die Vergleichen von den Simulationen und Experimente zusammen:

Beschreibung des Vergleich	Abbildung	
	Simulation	Experiment
Rohr, Torsionsschwingung $\varphi$		
Bei erstem Vergleich lässt sich bemerken, dass im experimentellen Verlauf die Wendepunkte nicht zu sehen sind wie bei der Simulation. Außerdem die Torsionsschwingungen erreichen nur niedrige Frequenzen, die am Anfang mit harmonische Drehzahlfrequenzen des Sägeblattes verknüpft sind.	6.12	6.14
Rohr, Lateral $u_z$		
Dieser experimentelle Verlauf ist am interessanteste. Bei Erreichung Wendepunkt 1 fangen mehrere Schwingungen aufzutreten an. Die Schwingungen mit Frequenzwerte 566,9 Hz und 796,9 Hz sind unbekannt und möglicherweise können selbsterregte Schwingungen sein. Ihre Entstehung kann auch mit veränderliche Systemeigenschaften bedingt werden, da in bestimmte Zeit des Sägen der Rohrprofil nur mit	6.15	6.16

zwei Punkte unterstützt ist, was hohe laterale Schwingungen ermöglicht kann.		
Zwei Wände, Radial $u_y$ , $f_z = 0,02$ [mm], $v_f = 63,62$ [mm/min]		
In diesem Beispiel verbinden sich die harmonische Drehzahl-frequenzen des Sägeblattes mit den Versuchstandfrequenzen und das System schwingt in Eigenfrequenzen von Werten: 83,0 Hz, 156,3 Hz, 247,1 Hz und 324,2 Hz.	6.17	6.18
Rohr, Radial $u_y$ , $f_z = 0,02$ [mm], $n = 99,5$ [1/min], $v_f = 127,36$ [mm/min]		
Der Experiment mit hohen Fertigungsparametern verhält sich wie vorherige Beispiele: System schwingt in Eigenfrequenzen, diesmal wurden folgende Werte gemessen: 6,3 Hz (n-harmonische Frequenzen), 104,5 Hz, 165 Hz, und 313,5 Hz.	6.19	6.20

**Tabelle 6.2: Vergleichung von den Simulationen und Experimenten**

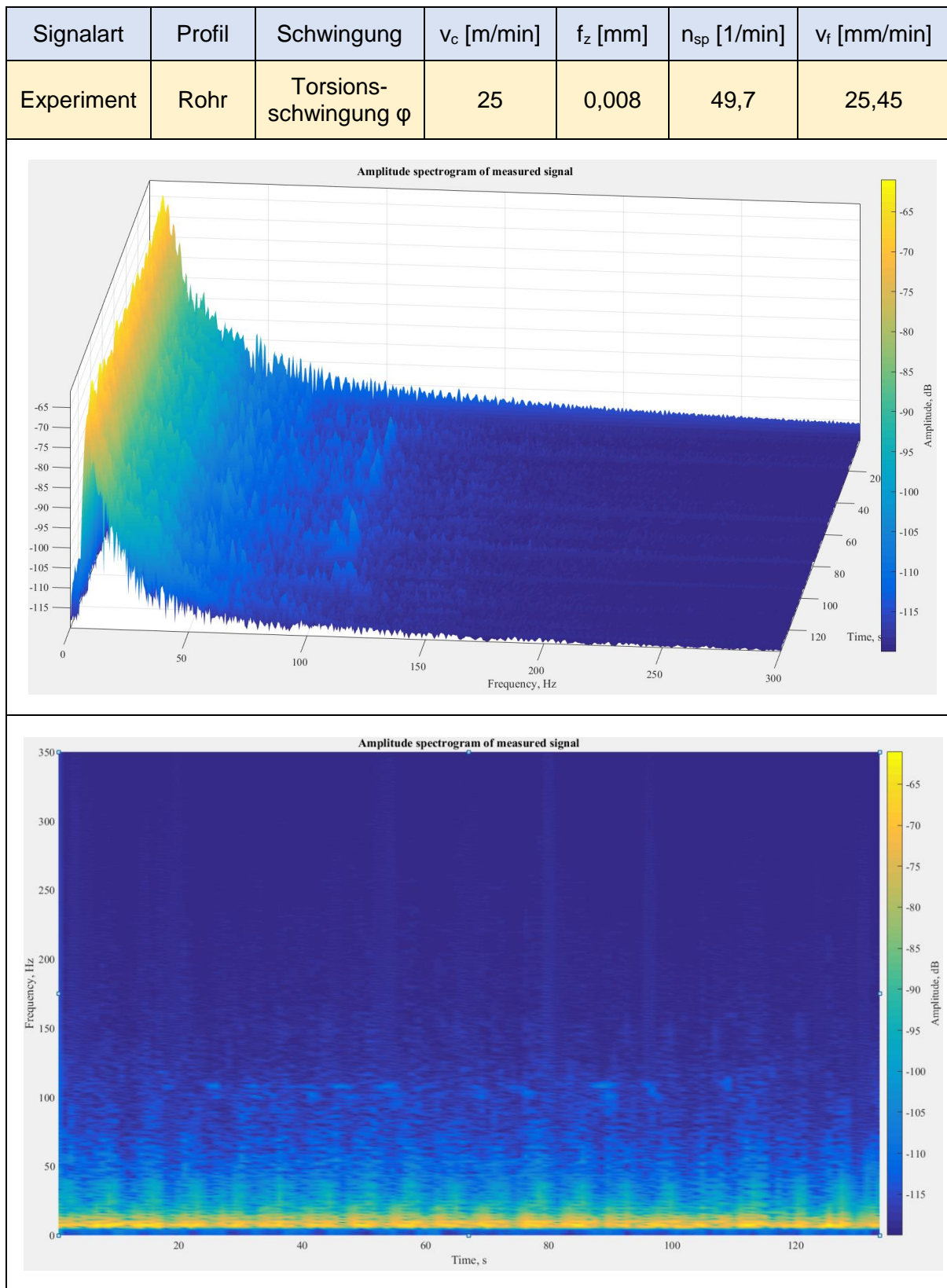


Abbildung 6.14: STFT des experimentellen Signals von Rohrprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Torsionsschwingung

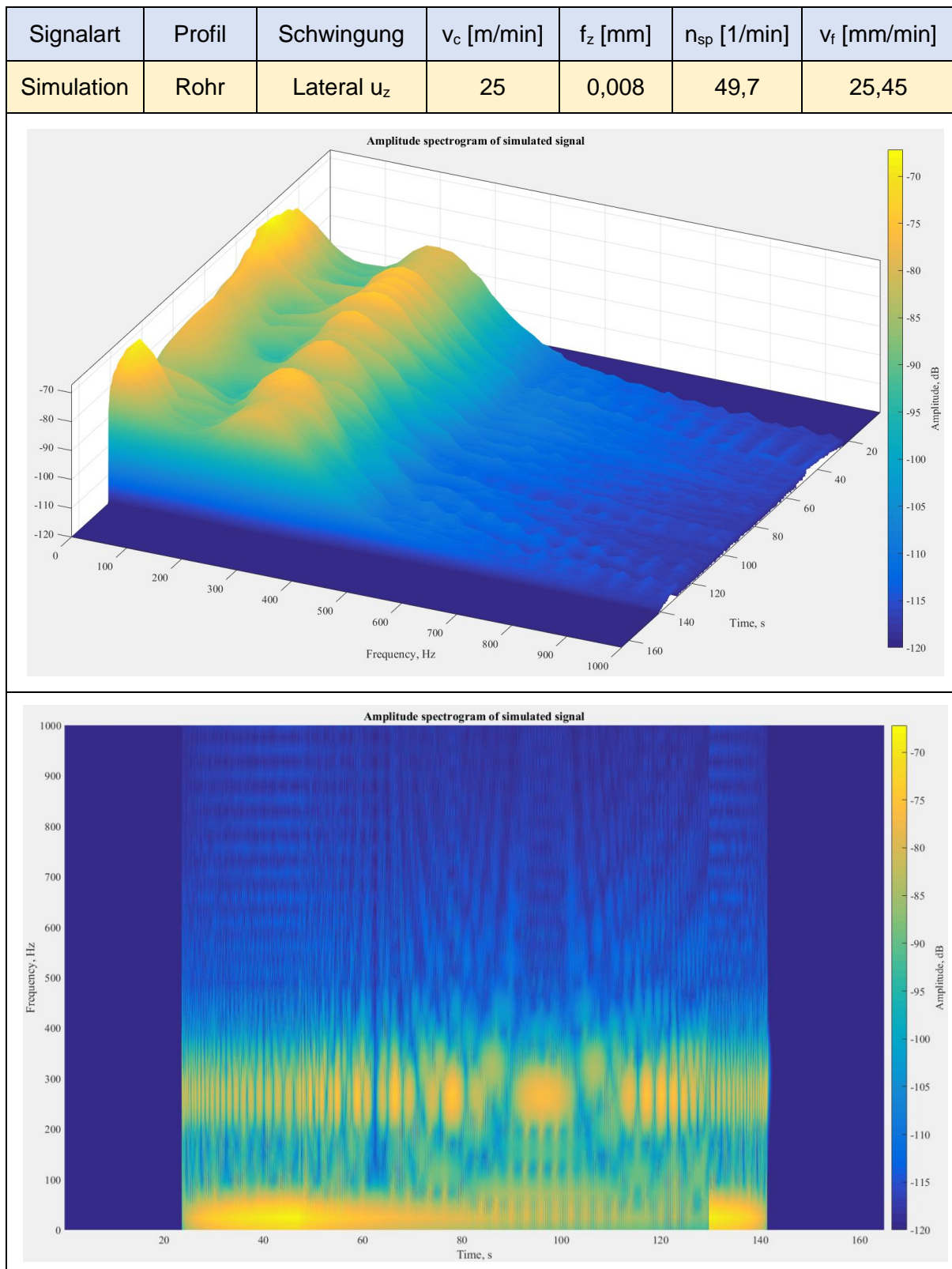


Abbildung 6.15: STFT des simulativen Signals von Rohrprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Lateralschwingung



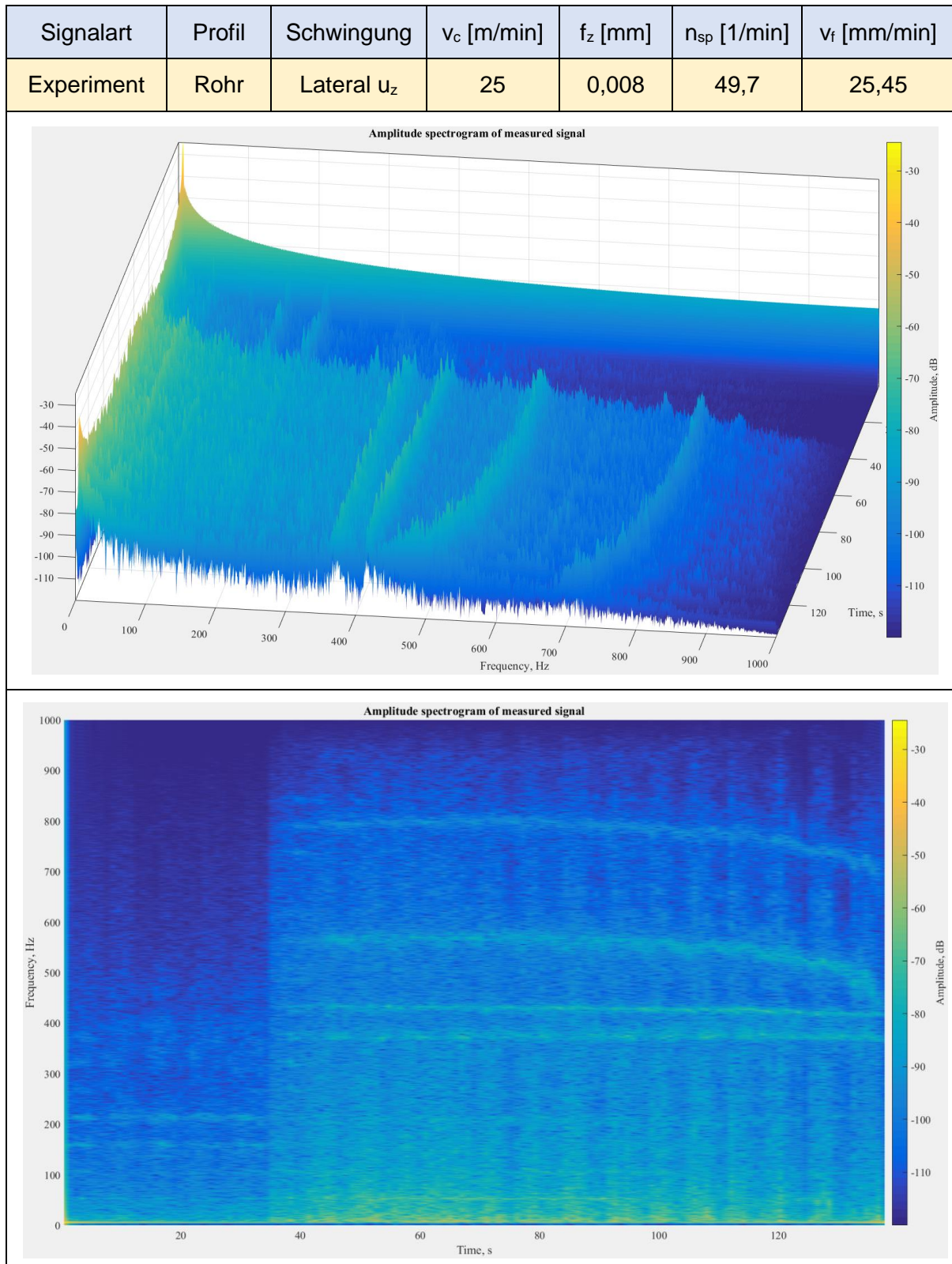


Abbildung 6.16: STFT des experimentellen Signals von Rohrprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Lateralschwingung

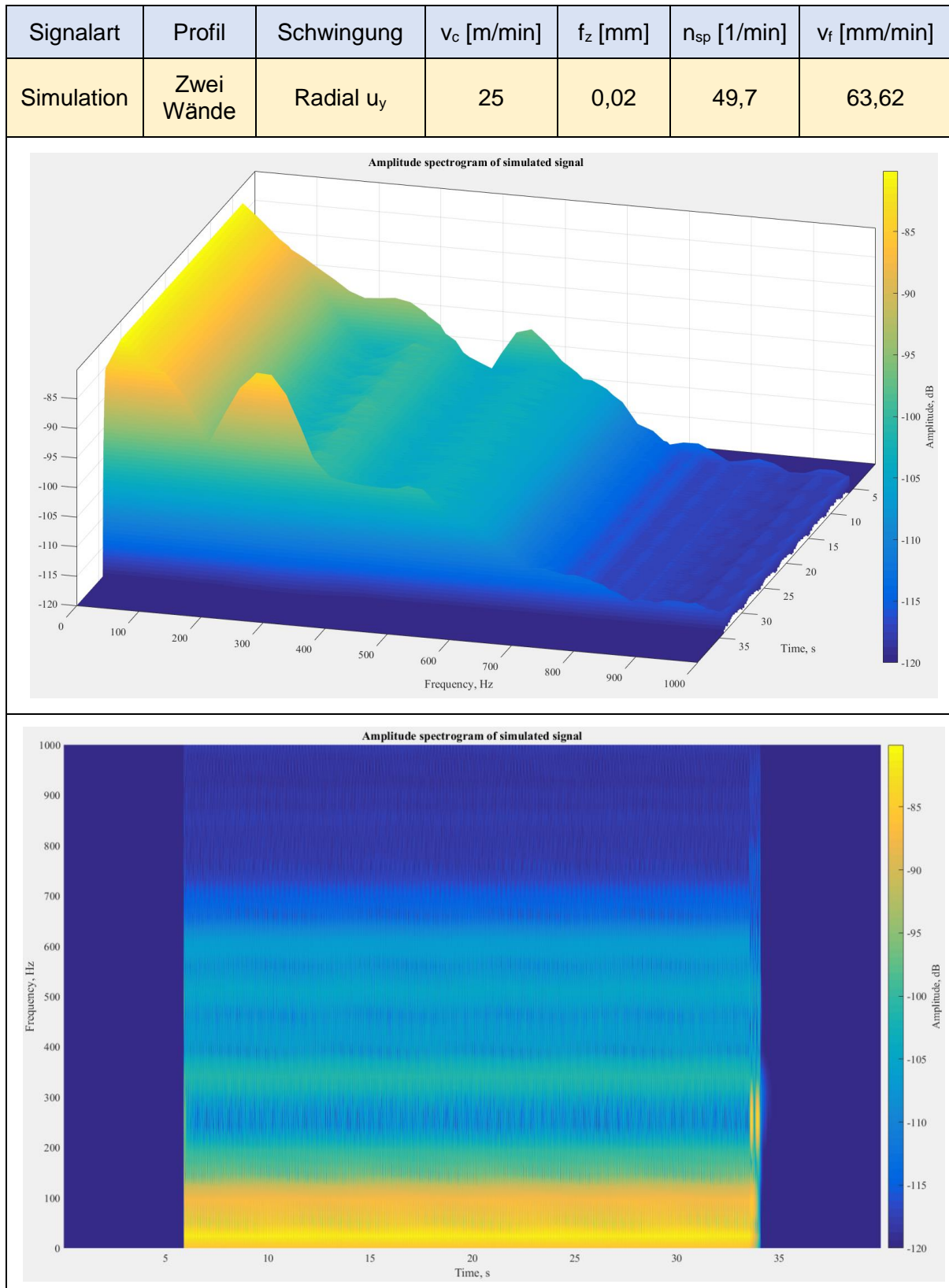


Abbildung 6.17: STFT des simulativen Signals von Profil der zwei Wände, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Radialschwingung

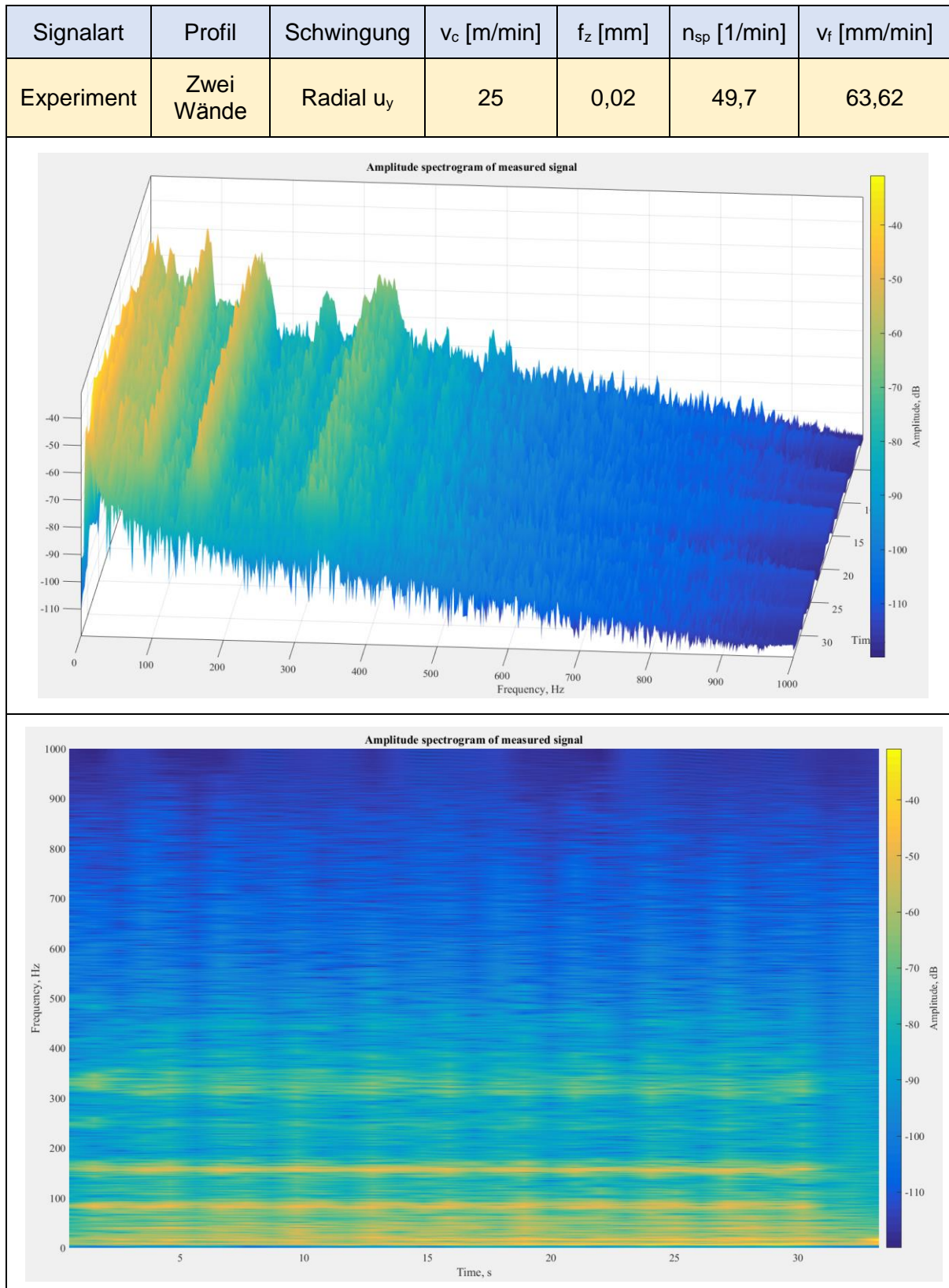


Abbildung 6.18: STFT des experimentellen Signals von Profil der zwei Wände, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Radialschwingung



Signalart	Profil	Schwingung	$v_c$ [m/min]	$f_z$ [mm]	$n_{sp}$ [1/min]	$v_f$ [mm/min]
Simulation	Rohr	Radial $u_y$	25	0,02	99,5	127,36

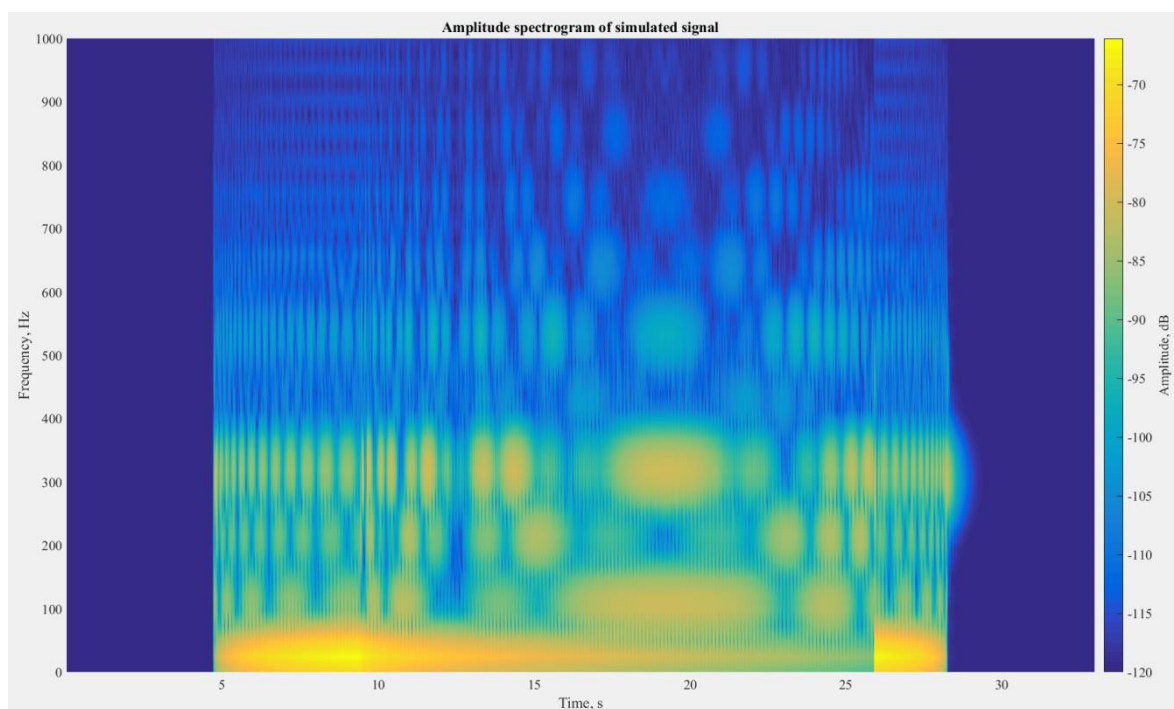
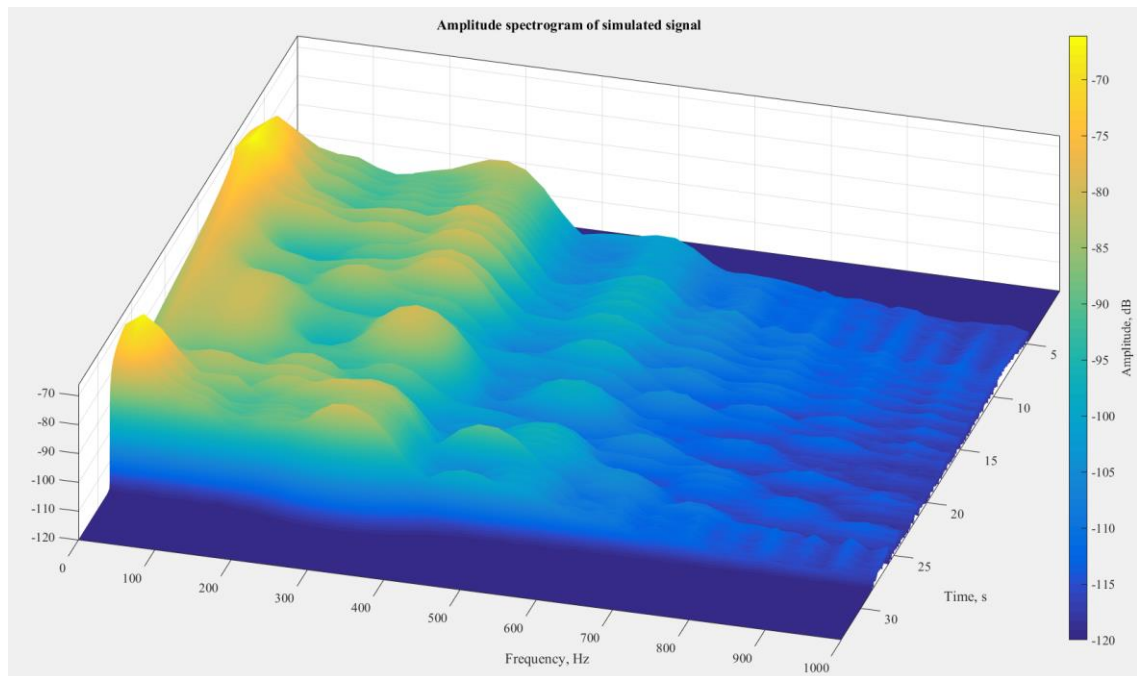


Abbildung 6.19: STFT des simulativen Signals von Rohrprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Radialschwingung

Signalart	Profil	Schwingung	$v_c$ [m/min]	$f_z$ [mm]	$n_{sp}$ [1/min]	$v_f$ [mm/min]
Experiment	Rohr	Radial $u_y$	25	0,02	99,5	127,36

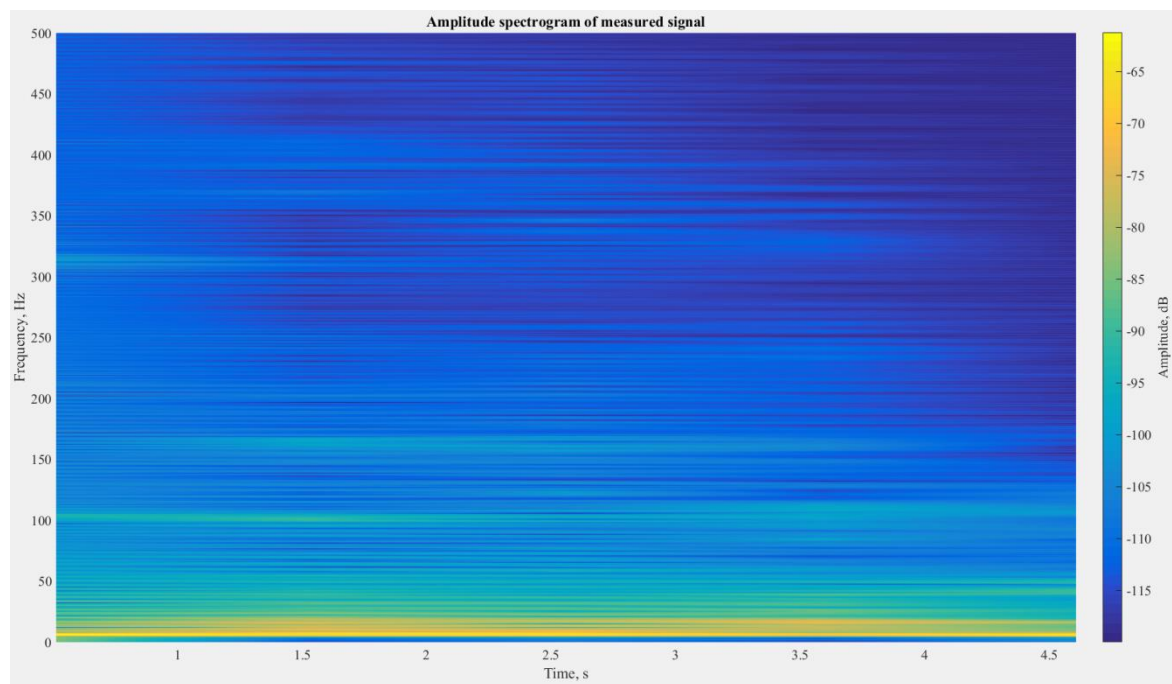
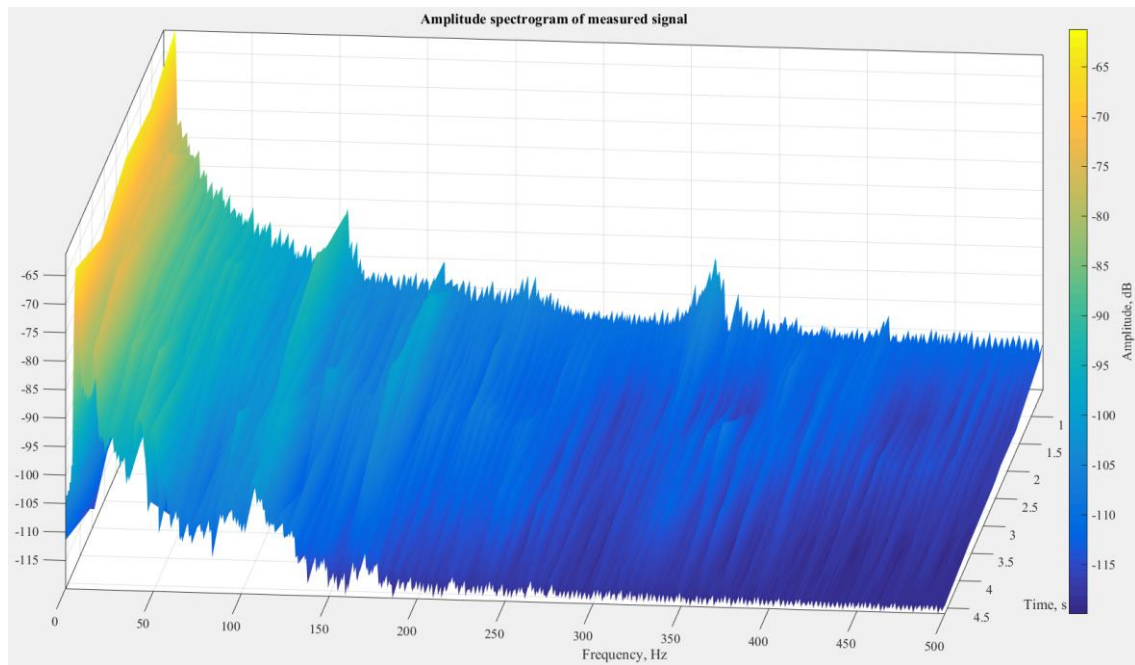
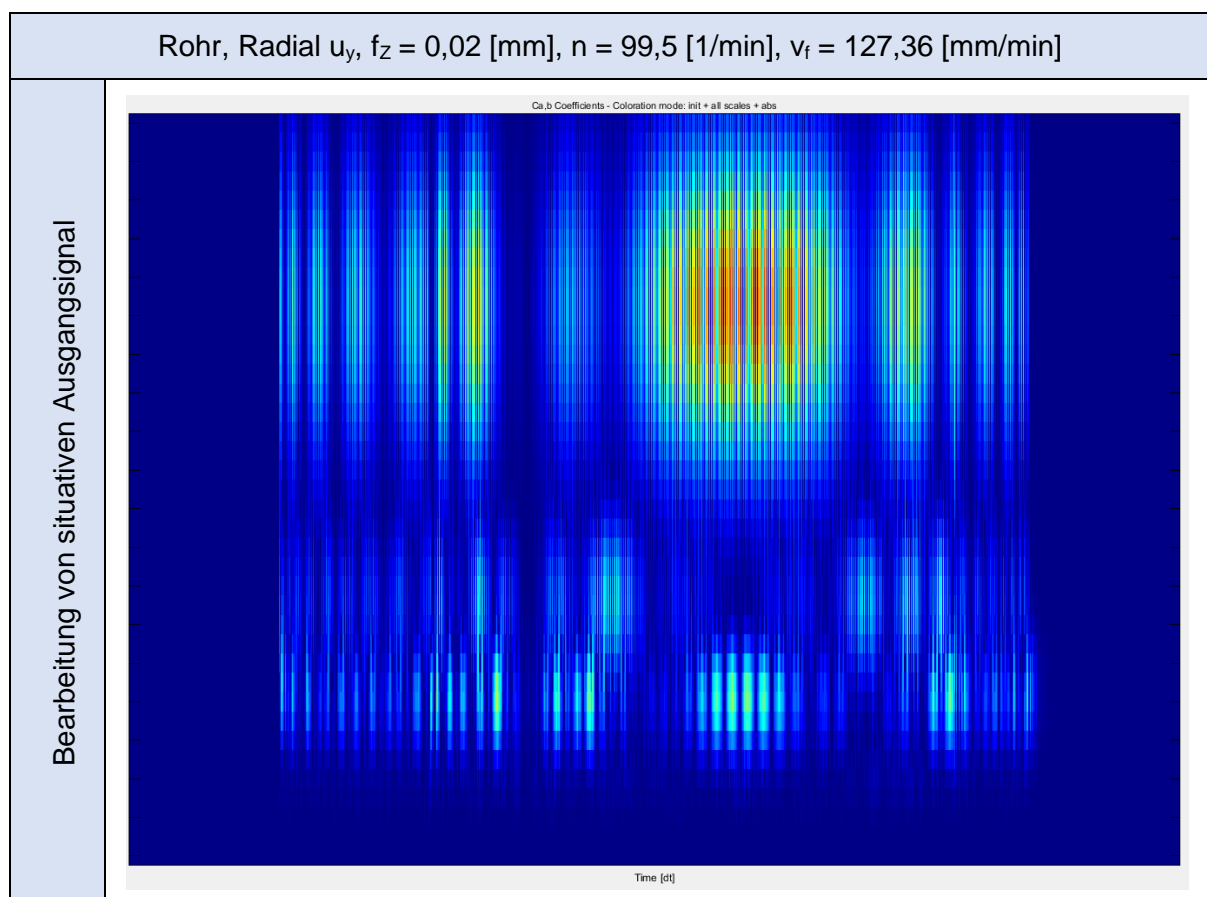


Abbildung 6.20: STFT des experimentellen Signals von Rohrprofil, 3D- (oben) und 2D-Spektrogramm (unten), Radialschwingung

## 6.2 Continuous Wavelet Transform des Signals

Für den Vergleich zwischen den CWT und STFT Transformationen wurde ein Signal des Rohrprofils mit erhöhten Fertigungsparametern ausgewählt. Die CWT Transformation hat ihre Vorteile darin, dass sie für hoch-dynamische Prozesse geeignet ist und hat keine begrenztes Genauigkeitsmaß wie STFT. Das Problem liegt in den höheren Leistungsansprüchen und für die Zwecke dieser Arbeit. Diese Transformation konnte nicht mit dem gleichen Probebereich wie bei der STFT durchgeführt werden.

Für die Vergleiche wurde nur die höchste Frequenzvertretung der Schwingungen berechnet und gemessen. Mit Hilfe der Matlab Toolbox für CWT Signalbearbeitung wurden die Abbildungen (6.21) ermittelt.



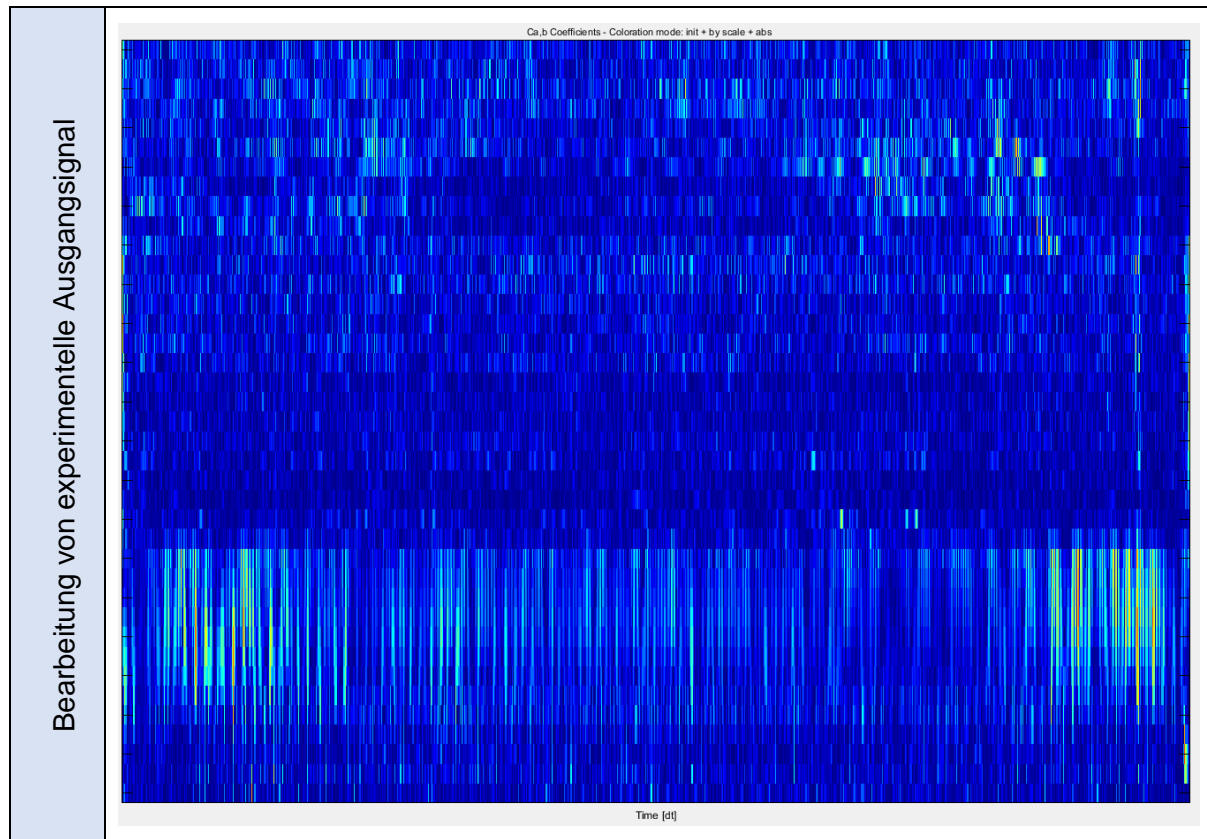


Abbildung 6.21: CWT – die Kontur aus den simulative und experimetelle Signal

Aus der Kontur wurden die deutlichsten Frequenzen gemessen. Ihre Werte sind 104,8 Hz, 216,6 Hz und 325,9 Hz.

### 6.3 Discrete Wavelet Transform des Signals

Die DWT Transformation wird am häufigsten für die Signalentzerrung eingesetzt. Wie in dem vorherigen Fall, wurden die gleichen Fertigungsparameter für die Auswertung benutzt. Das Signal wurde mit der DWT Funktion in Matlab Toolbox bis zu 8-Stufen zersetzt. In jeder Zersetzung wurde der untersuchte Frequenzbereich durch zwei geteilt: die erste Stufe bewertet die Frequenzen von 25 kHz bis 50 kHz, die zweite Stufe von 12,5 kHz bis 25 kHz, die dritte Stufe von 6,25 kHz bis 12,5 kHz usw. (Abb. 6.22).

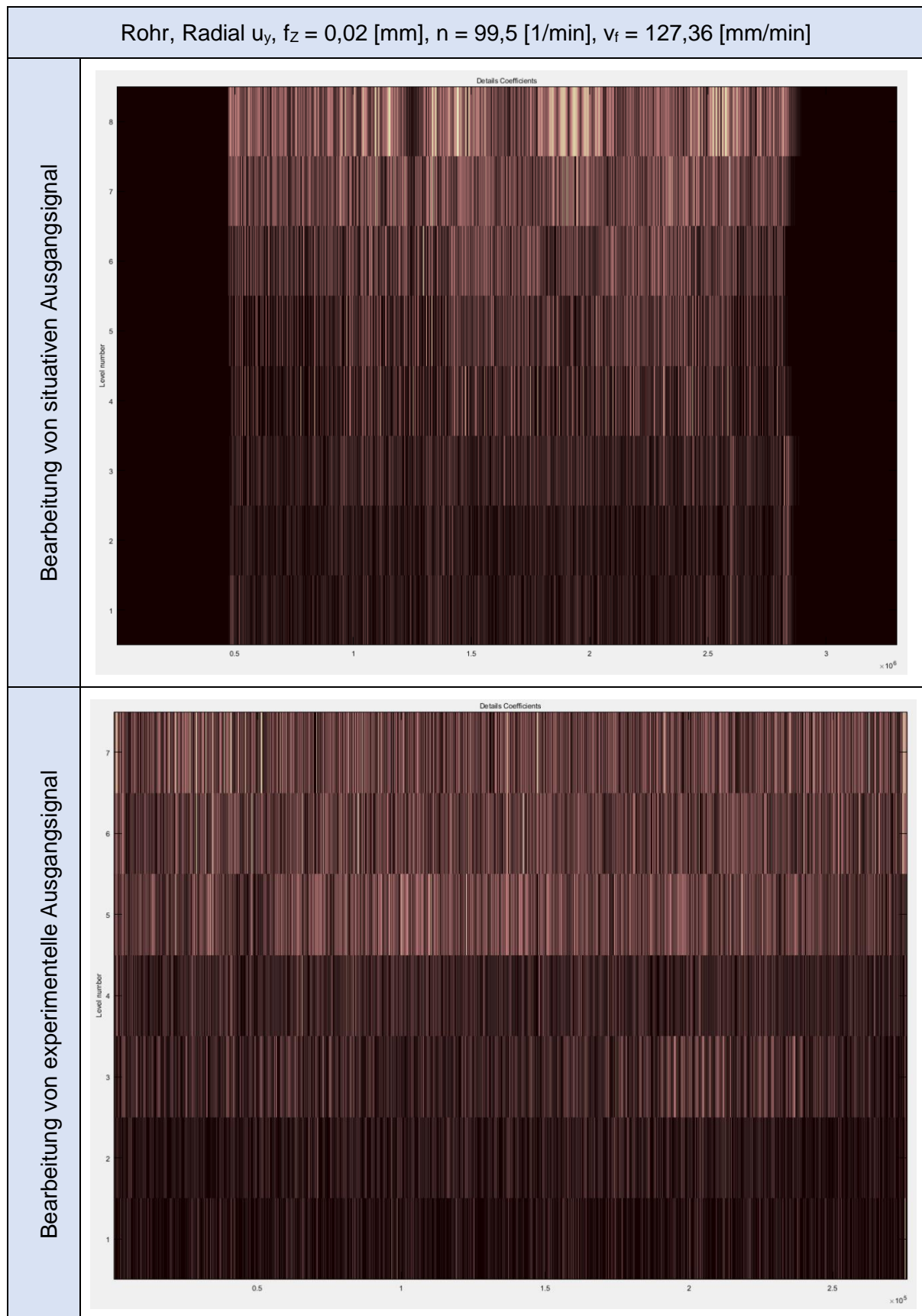
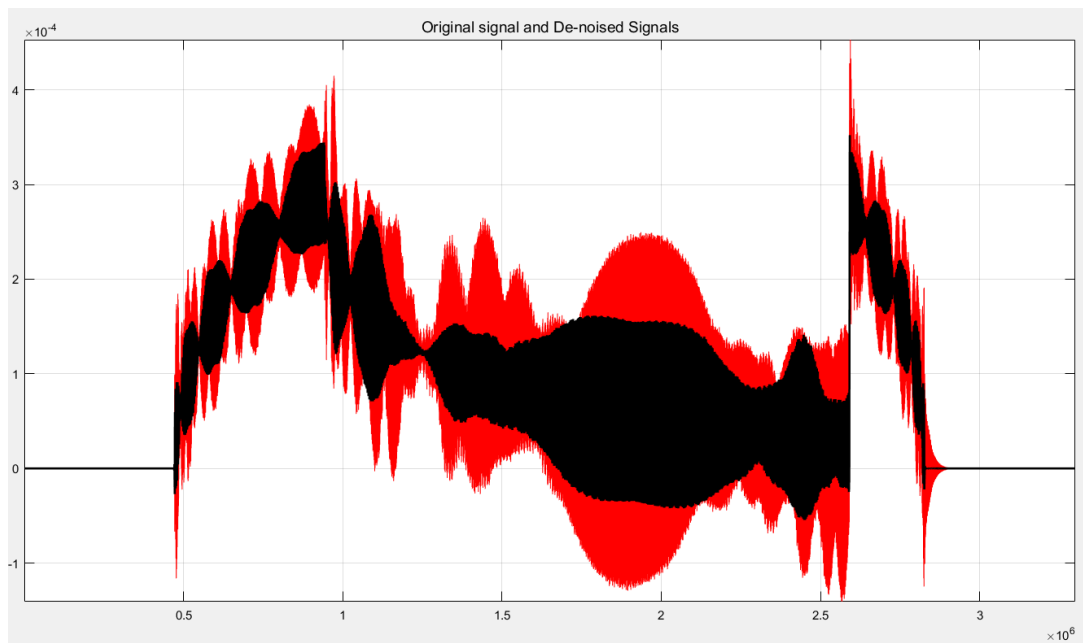


Abbildung 6.22: DWT – stufenweise Auswertung den Signale



Nach der letzten Stufe wurde das Signal wiederaufgebaut und in der folgenden Darstellung mit dem originalen Signal verglichen (Abb. 6.23)



**Abbildung 6.23: DWT – Entrauscht (schwarz) und original (rot) Signal**

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Dieses Kapitel resümiert Arbeitsverlauf sowie kurz Ausblick über mögliche anknüpfende Forschungsthemen, die als Erweiterung dieser Arbeit dienen können.

### 7.1 Zusammenfassung

Die vorliegende Masterarbeit beschäftigt sich mit der ausführlichen Analyse des Kreissägens. In der Stand der Technik (Kapitel 2) wurde über die theoretische Basis dieser Problematik geschrieben. Es enthält einen Überblick über das dynamische Verhalten einer Kreissägemaschine, die Zerspankräfte welche bei diesem Fertigungsverfahren am Schneidprozess wirken, Schwingungsarten und -ursachen sowie über die rechnerischen Methoden, die bei der Schwingungsauswertung eingesetzt wurden.

Für den simulativen Teil dieser Arbeit wurden insgesamt vier Werkstückprofile entworfen, die meistens auf einem Bearbeitungszentrum geschnitten werden: Rechteck-, Dreieck- und Rohrprofil sowie ein Profil mit zwei Wänden. Für diese wurden in dem Kapitel 4 Prozessmodelle erstellt, die für die Berechnung der Kräfte und Momente geeignet sind.

Um diese Daten in Signalformen umzuformen, wurden in Kapitel 4.2 Rechnungsblöcke erstellt, die ein reales dynamisches Verhalten, in Form des Nachgiebigkeitsfrequenzganges, der untersuchten Werkzeugmaschine enthalten. Für die mögliche Vorschubumformung wurden zwei Blöcke entworfen: einer für die Messung des ganzen Versuchstands inklusive Sägeblatt und einer mit der Implementierung der berechneten modalen Parameter des Sägeblattes aus der FEM-Analyse im Versuchstand.

Für die Zwecke dieser Arbeit war der erste Rechnungsblock (Versuchstand inklusive Sägeblatt) günstiger, da hiermit die größere Rechnungsgenauigkeit erzielt werden konnte.

Im experimentellen Teil dieser Arbeit wurden die entworfenen Werkstückprofile realisiert und an diesen die Messungen durchgeführt. Für die Messungen in dieser Arbeit wurden das Dynamometer Typ 9255B von Kistler und das Vibrometer RLV-5500 von Polytec ausgewählt. Diese Geräte konnten die auf die beim Fertigungsverfahren wirkenden Kräfte in alle Richtungen sowie die Torsionsschwingungen, die radialen sowie lateralen Schwingungen des Sägeblattes messen. Um das Vibrometer an der Werkzeugmaschine zu befestigen wurden zwei Tragkonstruktionen entwickelt und gebaut.

Der letzte Teil dieser Arbeit (Kapitel 6) bewertet die simulativen und experimentellen Signale mit Hilfe von Matlab, hierfür wurden die STFT, CWT und DWT Transformationen zur Auswertung eingesetzt. Es lässt sich behaupten, dass der größte Einfluss auf eine Kreis-

sägemaschine die fremderregten Schwingungen haben, in Form von den Eigenschwingungen. Bei der STFT-Auswertung wurden Drehzahlfrequenzen des Sägeblattes beobachtet, die sich  $n$ -fach wiederholen. Ihre Ursache liegt in den Sägeblattfehlern: wie bspw. die Exzentrizität, ellipsenförmig Verformung oder dem Werkzeugverschleiß. Wenn diese sich mit der Eigenfrequenzen des Systems verknüpfen, schwingt das System mit Frequenzwerten, die auch mit dem Nachgiebigkeitsfrequenzgang des Versuchstands analog sind. Diese Frequenzwerte wurden mittels aller Transformationen ermittelt.

Auf Grund der Auswertungsmethoden lässt sich behaupten, dass die STFT ihre Schwäche in der Zeit-Frequenzauflösung hat, hierbei konnten Unschärferelationseffekte beobachtet werden. Die CWT kann wohlmöglich die beste Alternative darstellen, aber aufgrund ihrer höheren Leistungsansprüche konnte dies nicht näher untersucht werden.

## **7.2 Ausblick**

Für mögliche anknüpfende Forschungsthemen werden mehrere Beispiele ausgewählt. Damit die nächsten Arbeiten noch genauere Ergebnisse erzielen können, sollten z. B. bei den Experimenten auch Messungen in X-Richtung durchgeführt werden.

Des Weiteren wurde in Kapitel 4.2.3 ein Rechnungsblock für die Beschreibung des dynamischen Verhaltens aufgebaut, der die Vorschübe mit den modalen Parametern des Sägeblattes berechnet. Der Nachteil war hierbei jedoch die Befestigungssteifheit mit dem Versuchstand, in dem die feste Verbindung simuliert wurde und erreicht so eine geringere Genauigkeit. Dieser Block könnte noch verbessert werden um mehr universale Ergebnisse zu erhalten.

In Kapitel 6.1.3 wurden unbekannte Schwingungen entdeckt, die mehrere Ursachen haben können. Um das dynamische Verhalten des Kreissägens besser zu verstehen, würde noch es sich empfehlen, diese Frequenzen noch weiter zu analysieren.

## 8 Zhrnutie diplomovej práce

Táto kapitola obsahuje zhrnutie diplomovej práce v slovenskom jazyku. Práca sa zaoberala skúmaním dynamických účinkov na určitom obrábacom procese – rezanie kotúčovou pilou. Hlavným cieľom bolo rozšírenie všeobecných znalostí tejto problematiky a vyhodnotenie vibrácií, ktoré boli v práci získané simuláciami a experimentmi.

### 8.1 Kapitola 2 – Stand der Technik

V úvodnej podkapitole je stručne vysvetlený teoretický základ k dynamickému správaniu kotúčovej pily. Podkapitola zahŕňa opis síl a vibrácií pôsobiach pri obrábaní rovnako ako aj metódy, s akými sa ich vplyv meria a vyhodnocuje.

#### 8.1.1 Dynamika kotúčovej pily

Rezanie kotúčovou pilou patrí v oblasti priemyselnej výroby k základným obrábacím procesom. V súčasnosti sa využíva prevažne k rýchlej a presnej príprave polotovarov určených na ďalšie spracovanie.

Na základe tohto využitia je možné definovať 4 kľúčové požiadavky, ktoré sa kladú pri navrhovaní kotúčovej pily – výkonnosť, presnosť, spoľahlivosť a šetrnosť k životnému prostrediu. Všetky tieto spomínané vlastnosti sa v konečnom dôsledku odrazujú v ekonomickosti výroby. Cieľom každého výrobcu je preto dosiahnuť medzi nimi čo najvyššieho pomeru, a to aby práve jeho finálny produkt obstál na trhu medzi širokou konkurenciou (Obr. 8.1).

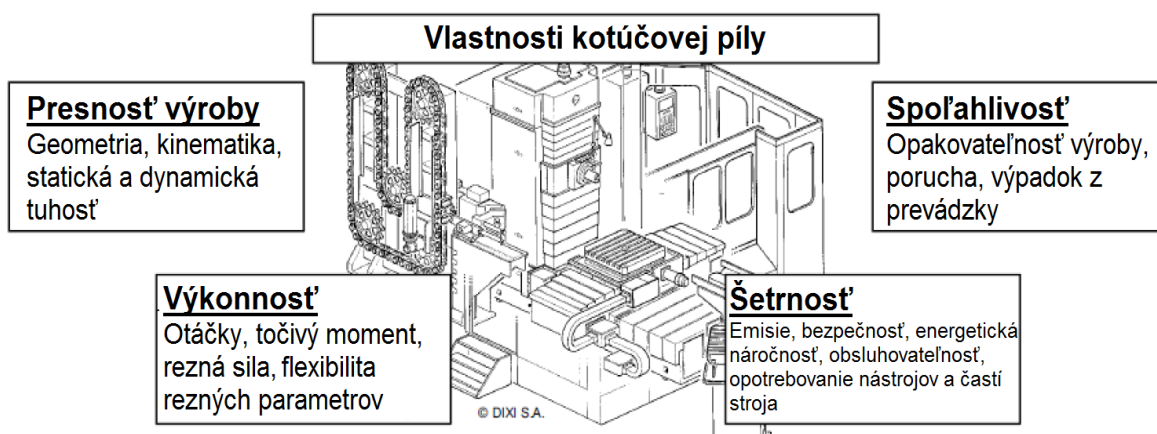


Abbildung 8.1: Vlastnosti kotúčovej pily [1]

Z praktického hľadiska sa na intenzite vibrácií najviac podieľajú prvé dve vlastnosti: výkonnosť a presnosť výroby. Výkonnosť obrábacieho stroja je určená flexibilitou rezných parametrov, pričom presnosť výroby je zase určená statickou a dynamickou tuhosťou celého systému.

Pri rezaní obrobku vznikajú dynamické sily, ktoré sa prostredníctvom vibrácií často negatívne podpisujú pod priebeh výrobného procesu. Výsledkom býva znížená kvalita reznej plochy, vyššie opotrebenie nástroja, hluk a v extrémnych prípadoch aj poškodenie častí stroja. Účelom statickej a dynamickej tuhosti je redukcia účinkov týchto síl a z tohto dôvodu sú obe tuhosti dôležitým kritériom pri navrhovaní nového obrábacieho stroja.

Pomocou modernej výpočtovej techniky je možné dnes s pomerne vysokou presnosťou charakterizovať statické správanie kotúčovej píly. Oproti tomu jej dynamické správanie vyžaduje rôzne merania, modálne analýzy, výpočty s použitím Metódy konečných prvkov, na základe ktorých sa zostavujú diagramy poddajnosti systému alebo diagramy stability rezného procesu. Tieto merania/analýzy sa predovšetkým vykonávajú na najviac namáhaných miestach – v prípade kotúčovej píly je to vreteno a samotný nástroj.

### 8.1.2 Sily pôsobiace pri obrábaní

Z pohľadu kinematiky kotúčovej píly vznikajú všetky zložky obrábacej sily v mieste kontaktu nástroja s obrobkom (Obr. 8.2). Podľa informácií uvedených v zdroji [6] je možné túto silu vyjadriť dvoma spôsobmi:

- Ako sumu tangenciálnej a radiálnej reznej sily:

$$\vec{F}_a = \vec{F}_C + \vec{F}_{cN} \quad (8.1)$$

Podľa Kienzle a Victora sa odvodzuje aktívna obrábacia sila cez sumu tangenciálnej reznej sily  $\vec{F}_C$  a radiálnej reznej sily  $\vec{F}_{cN}$ . Ich hodnota sa dá vypočítať použitím vzťahov (8.2) a (8.3).

$$F_C = k_{c1.1} \cdot b \cdot h^{1-m_c} \quad (8.2)$$

$$F_{cN} = k_{n1.1} \cdot b \cdot h^{1-x_c} \quad (8.3)$$

kde platí:  $b$  je šírka triesky,  $h$  hrúbka triesky,  $k_{c1.1}$  špecifická tang. rezná sila,  $k_{n1.1}$  špecifická normálová rezná sila a  $m_c$  a  $x_c$  sú Kienzlove exponenty pre trieskové obrábanie.

- Ako sumu posuvovej a normálovej reznej sily:

$$\vec{F}_a = \vec{F}_X + \vec{F}_Y \quad (8.4)$$

Aktívna obrábacia sila  $\vec{F}_a$  sa dá vyjadriť aj sčítaním posuvovej a normálovej reznej sily. Toto vyjadrenie sa uplatňuje pri zjednocovaní súradnicových systémov nástroja s obrobkom; v praxi sa tieto sily počítajú cez základné goniometrické funkcie s využitím uhlu záberu.

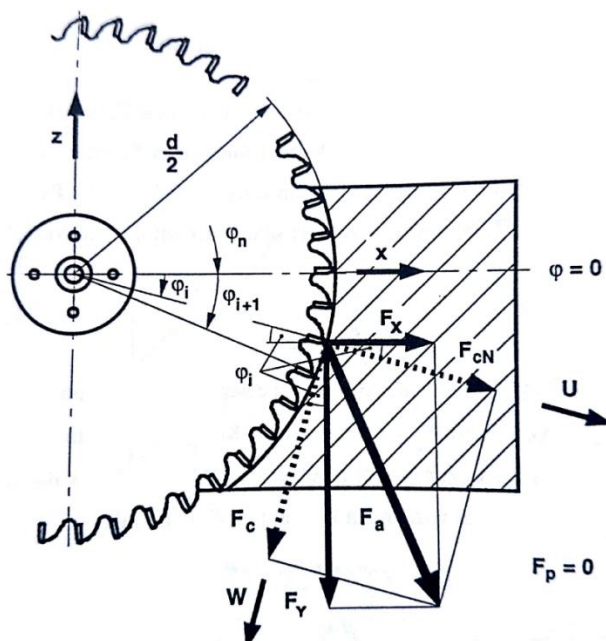


Abbildung 8.2: Celková obrábacia sila  $F_a$  a jej zložky [5]

### 8.1.3 Vibrácie pri obrábaní

V súvislosti s témou tejto práce je možné vibrácie charakterizovať ako reakciu obrábacieho stroja na rezný proces. Na opísanie dynamických vlastností kotúčovej píly sa využíva pohybová rovnica, v ktorej sú zahrnuté hmotnosti častí sústavy, ich koeficienty tuhosti a tlmenia, sily pôsobiace na sústavu a odchýlky, ktoré sú nimi spôsobené. Riešením tejto rovnice sa získava grafická závislosť poddajnosti sústavy na frekvencii, z ktorej sa dajú vyčítať hodnoty rezonančných frekvencií<sup>1</sup>, prípadne diagram stability, podľa ktorého je možné nastavovať rezné parametre tak, aby nedochádzalo k poškodzovaniu obrábacieho stroja.

Vibrácie sa pri obrábaní merajú ako odchýlky vretena alebo samotného nástroja od svojej rovnovážnej polohy. Veličiny, cez ktoré sa tento pohyb zaznamenáva, sú dráha, rýchlosť

<sup>1</sup> Rezonančná frekvencia je taká frekvencia, pri ktorej i malé periodicky pôsobiace sily (vibrácie) môžu zlúčením nábrať veľké hodnoty amplitúdy a nepriaznivo ovplyvňovať rezný proces.

a zrýchlenie a sú merané v štyroch smeroch  $x$ ,  $y$ ,  $z$  a  $\varphi$  (torzný uhol  $\varphi$  zachytáva torzné vibrácie). Kvôli širokému frekvenčnému spektru sa pre analýzu kmitavého pohybu meria prevažne zrýchlenie, od ktorého sa integráciou odvodzujú ostatné veličiny.

#### 8.1.4 Metódy pre vyhodnotenie vibrácií

Vyhodnocovacie metódy slúžia k spracovaniu a vyhodnoteniu výstupného signálu, ktorý vznikol počas merania vibrácií s použitím rôznych snímačov. Z matematického hľadiska ide o rôzne transformačné funkcie, ktoré pretvárajú signál do podoby, v ktorej sú ľahko pozorovateľné frekvencie kmitavého pohybu alebo časové okamžiky jeho pôsobenia. Transformačné funkcie pomáhajú aj s redukciou rušenia, ktoré meraný signál spravidla obsahuje. V tejto práci sa na vyhodnotenie signálov využíva STFT (Short Time Fourier Transform), CWT (Continuous Wavelet Transform) a DWT (Discrete Wavelet Transform):

- **Short Time Fourier Transformation** patrí k bežným transformačným funkciám, ktoré slúžia k spracovaniu signálu. Jej hlavná myšlienka spočíva v rozkladaní vstupného signálu do menších okien funkcie  $g(t)$ . Každé okno sa potom v zvolenom časovom okamžiku  $\tau$  premietne buď do časovej alebo frekvenčnej osi. Zlúčením funkcií  $g(t)$  sa získava časovo-frekvenčný diagram (Obr. 2.11). Voľba okna závisí od typu vstupného signálu.
- **Continuous Wavelet Transform** je matematický prostriedok pre pretváranie signálu do formy, v ktorej sa odhalia aj jeho skryté vlastnosti. Stavebným prvkom je tentokrát vlnovitý útvar nazývaný „Wavelet“, ktorý je vlastne integrovateľnou funkciou. Tá sa môže podľa potreby roztáhať, skracovať a posúvať po signáli (Obr. 2.12). Rovnako ako v STFT existujú pre odlišné aplikácie rôzne typy Wavelet-vĺn. Z hľadiska použiteľnosti je CWT veľmi náročná na výpočtový výkon.
- **Discrete Wavelet Transform** je obdoba CWT, ktorá sa snaží výpočty redukovať a poskytovať len užívateľom zvolené dáta. Používa sa na odstránenie signálového ruchu tým, že vo viacerých krokoch rozkladá, filtruje a opäť skladá vstupný signál (Obr. 2.13).

#### 8.1.5 Zhrnutie kapitoly 2

Úvodná kapitola sa orientovala na bližšie predstavenie problematiky tejto práce a zároveň na prípravu k praktickej časti. V nej budú vibrácie skúmané na štyroch vybraných profiloch, ktoré budú za rovnakých podmienok rezané v simulačnom a reálnom prostredí. Úsilie tejto práce je teda rozšíriť znalosti v oblasti dynamiky kotúčových píl a zlepšiť tým ich efektívnosť pri obrábaní.

## 8.2 Kapitola 4 – Simulačná analýza kotúčového pílenia

V kapitole 4 sa práca zaoberala simulačnou analýzou s použitím výpočtových programov Matlab a Ansys. Analýza začína výberom nástroja a skúmaných profilov a definovaním rezných podmienok, ktoré budú z porovnávacích dôvodov zhodné pre simulácie a experimenty. Na túto analýzu nadväzuje rozbor dynamického správania pracovného priestoru. Výstupom tejto kapitoly sú simulované signály, ktoré sa v kapitole 6 porovnávajú so signálmi nameranými pri experimentoch.

### 8.2.1 Simulácia rezného procesu

Táto práca skúma dynamické správanie kotúčovej píly pri rezaní štyroch v priemysle najbežnejších profilov; konkrétne sú to profily štvorca, trojuholníka, trubky a dvoch stien. Pre štúdium týchto základných geometrických tvarov bol zvolený HSS pílový kotúč. Jeho rozmery spolu s rozmermi profilov a rezné parametre sú zhrnuté v tabuľke 8.1.

Parameter	Označenie	Hodnota	Jednotka
Priemer nástroja	$d_w$	160	mm
Počet zubov nástroja	$z$	64	-
Hrúbka nástroja	$b$	2	mm
Uhol medzi dvoma zubmi	$\varphi_p$	0,0982	rad
Tangenciálna špecifická rezná sila	$K_{ct}$	2000	N/mm <sup>2</sup>
Exponent pre tang. špecifickú reznú silu	$m_{ct}$	0,185	-
Parameter	Označenie	Hodnota	Jednotka
Normalová špecifická rezná sila	$K_{cn}$	291	N/mm <sup>2</sup>
Exponent pre norm. špecifickú reznú silu	$x_{ct}$	0,491	-
Rezná rýchlosť	$v_c$	25	m/min
Otáčky nástroja	$n_{sp}$	49,7	1 / min
Uhlová rýchlosť	$\omega$	5,2	Rad/s
Posuv na zub	$f_z$	0,008	mm
Rýchlosť posuvu	$v_f$	25,45	m/min
Časový krok pre simulácie	$dt$	0,0001	s



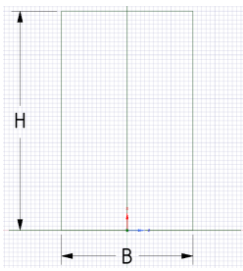
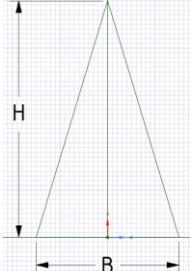
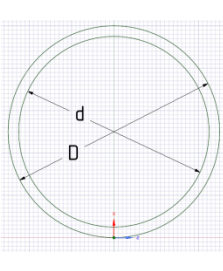

Štvorec	Trojuholník	Trubka	Dve steny
			
H = 50 mm B = 30 mm	H = 50 mm B = 48 mm	D = 50 mm d = 40 mm	H = 50 mm, B = 5 mm A = 25 mm

Tabelle 8.1: Rezné parametre a rozmery nástroja a vybraných profilov

Pri simulácii rezania týchto profilov je možné každý proces rozdeliť do troch fáz: fáza s rastúcimi hodnotami rezných síl a momentov (fáza 1), fáza s konštantnými hodnotami (fáza 2) a fáza s klesajúcimi hodnotami (fáza 3). Z hľadiska vznikajúcich vibrácií pri rezaní je najzaujímavejší prípad s rezaním trubky, preto je v tomto zhrnutí uvedený primárne tento profil.

Profil s trubkou a dvoma stenami sa líši s profilom štvorca a trojuholníka v bodoch, kde dochádza k „rezaniu“ prázdnej vnútornej časti (Obr. 8.3). V tomto mieste (na obrázku označené žltou farbou) začínajú pre nástroj vznikať 2 body záberu (na vonkajšom povrchu profilu a súčasne v jeho vnútri), čo je doprevádzané nárazovým buđením vibrácií. Po krátkom čase narastie uhol záberu nástroja tak, že zostanú v zábere len dva zuby, čo je spôsobené širšou medzerou medzi zubmi nástroja ako je hrúbka steny trubky. V okamžiku, kedy hodnota momentu opakovane klesá na nulu, nepôsobia na profil žiadne zuby. Tento efekt je dobre pozorovateľný na obrázku 8.4, kde sú znázornené sily  $F_x$  a  $F_y$  a pôsobiaci moment. Tabuľka 8.2 dopĺňa informácie o rezaní.

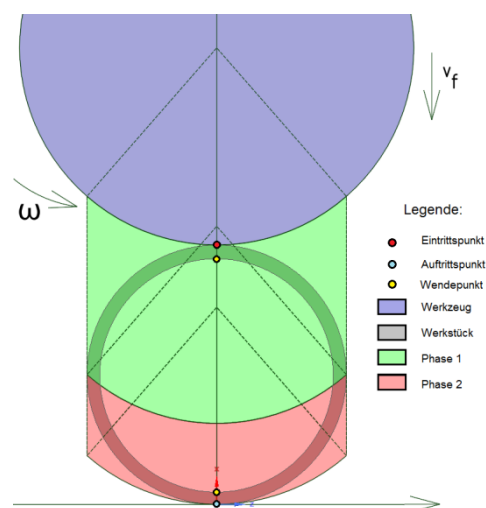


Abbildung 8.3: Rezníe trubkového profilu

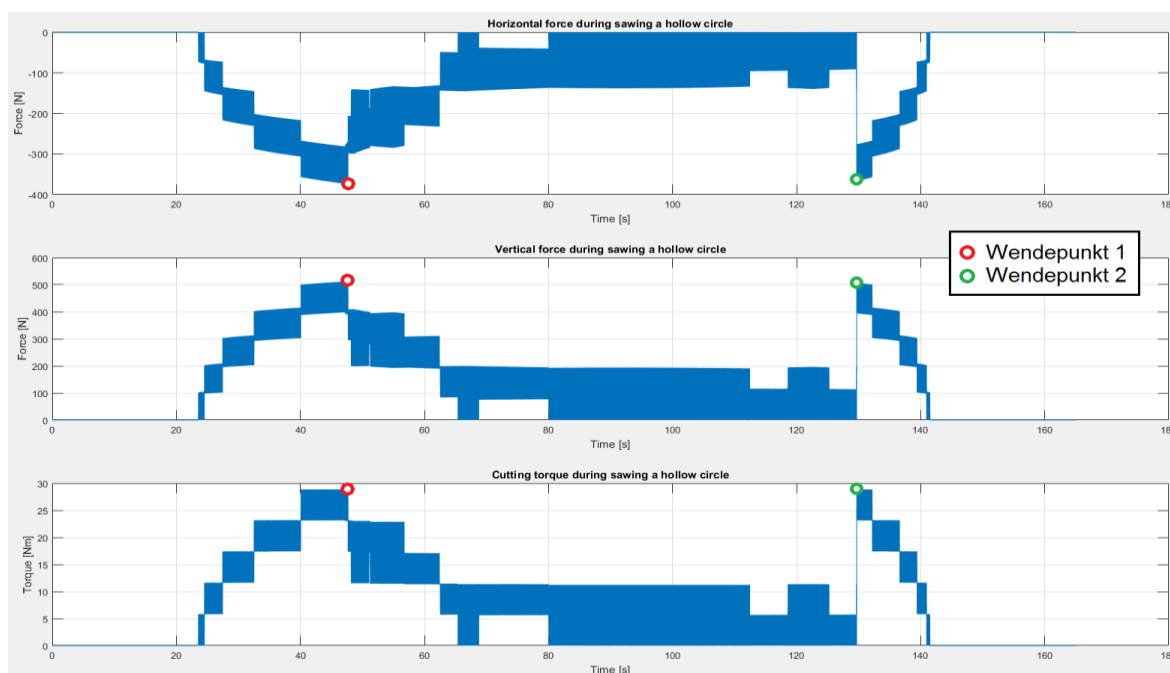


Abbildung 8.4: Priebeh rezania trubkového profilu

Parameter	Označenie	Hodnota	Jednotka
Čas rezania	$t_{\max}$	117,9	s
Tangenciálna sila na jednom zube	$F_{t1}$	72,1	N
Normálová sila na jednom zube	$F_{n1}$	101,5	N
Sila v smere X na jednom zube	$F_{x1}$	96,7	N
Sila v smere Y na jednom zube	$F_{y1}$	116,2	N
Maximálna hodnota sily v smere X	$F_{X\max}$	374,4	N
Maximálna hodnota sily v smere Y	$F_{Y\max}$	512,4	N
Maximálna hodnota momentu	$M_{C\max}$	28,8	Nm

Tabelle 8.2: Hodnoty síl a momentu, ktoré vznikajú pri rezaní trubkového profilu

Na obrázku 4.10 a 4.11 je v kľúčových miestach rezného procesu znázornený detail pôsobiacich síl a momentov. Vo vyznačených polohách nastáva opísaná situácia, pri ktorej vznikajú nárazmi do materiálu vynútené vibrácie.

### 8.2.2 Dynamické správanie pracovného priestoru

V predchádzajúcej podkapitole boli pre účely tejto práce zistené hodnoty rezných síl a momentov pre všetky profily. V tejto kapitole sú tieto dáta pomocou výpočtových blokov premenené na celkovo štyri signály – výchylky  $u_x$ ,  $u_y$  a  $u_z$  a zmena torzného uhlu  $\Delta\varphi$  na nástroji v mieste kontaktu s obrobkom.

Výpočtové bloky zahŕňujú sústavu prenosových funkcií, ktoré obsahujú informácie o dynamickom správaní pracovného priestoru – priestoru, v ktorom prebieha obrábanie. V prípade kotúčovej píly sem patrí jej nástroj a vreteno. Z pohľadu matematiky je funkcia výpočtových blokov znázornená na obrázku 8.5.

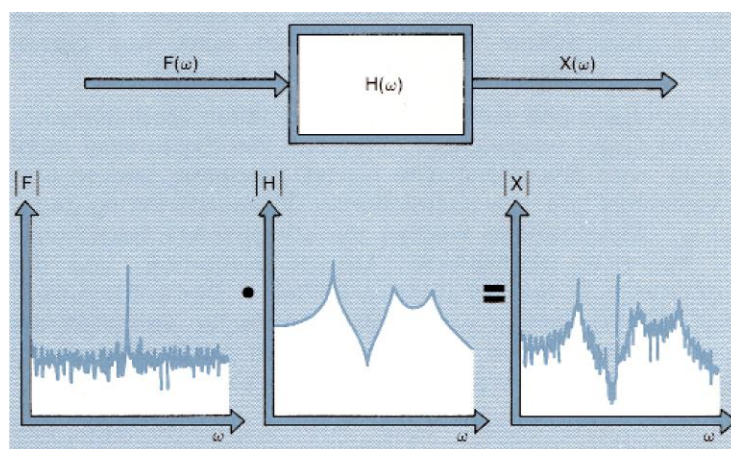
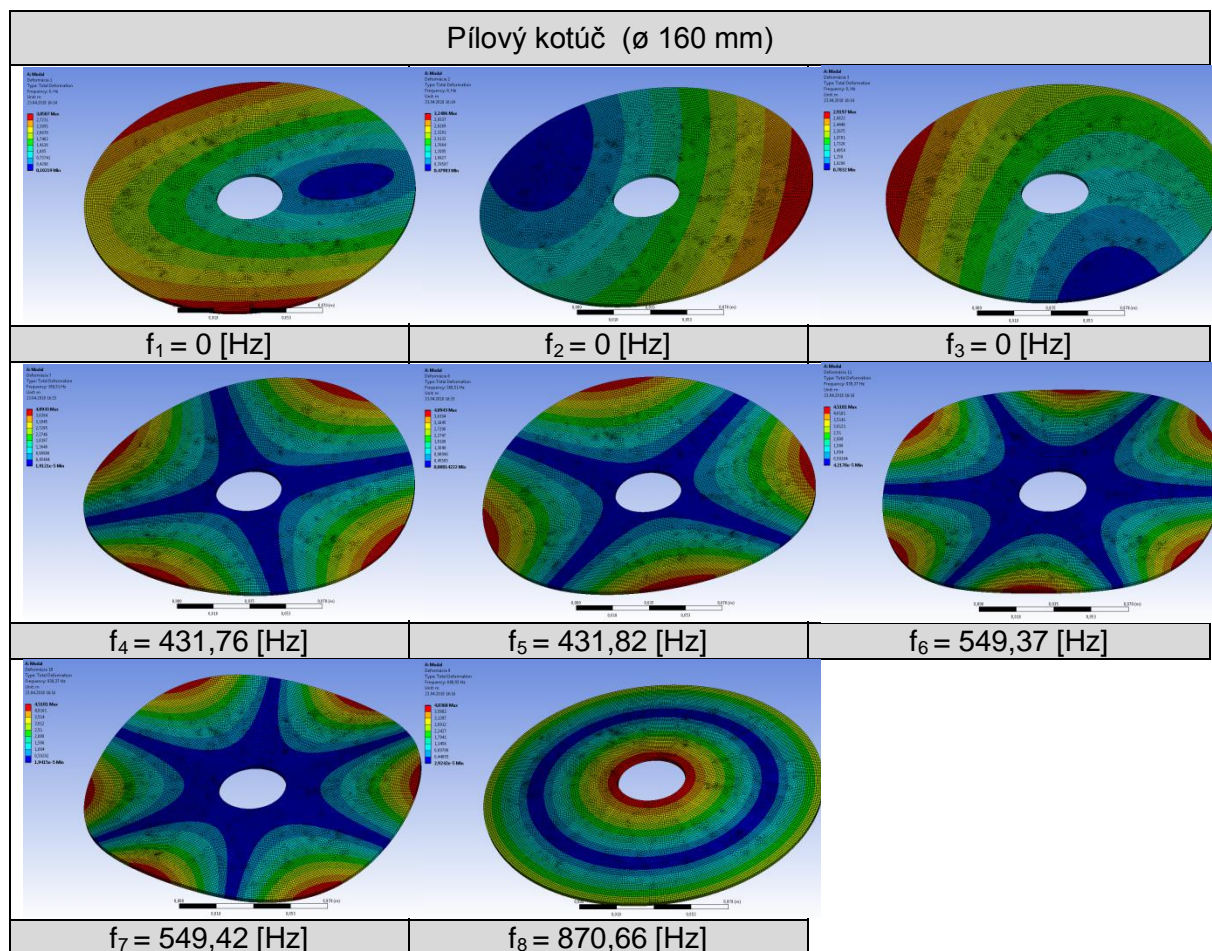


Abbildung 8.5: Vzťah medzi reznou silou a výstupným signálom. Funkcia  $H(\omega)$  predstavuje výpočtový blok. [7, S. 14]

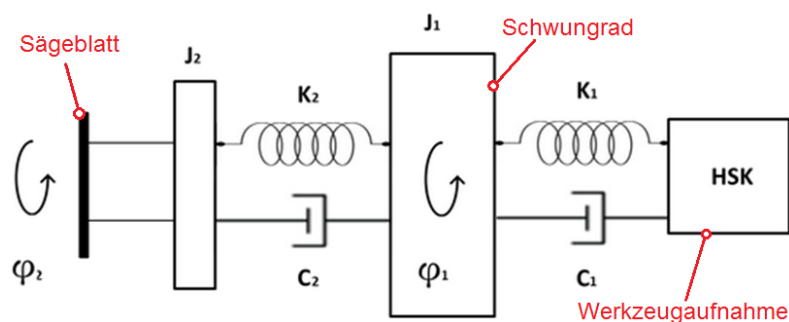
Pre vytvorenie signálov výchyliek boli vytvorené dva výpočtové bloky. V prvom bloku je dynamické správanie vyjadrené pomocou prenosových funkcií, ktoré skúmajú nástroj a vreteno ako celok (Obr. 4.15). V tomto prípade boli prenosové funkcie odvodené z FRF (Frequency Response Function) merania s použitím impulzného kladivka, ktoré určilo modálne parametre ako dynamickú reakciu na umelo vyvolané sily v štyroch bodoch nástroja.

Druhý výpočtový blok uvažoval nástroj a vreteno ako dve samostatné časti (Obr. 4.18). Dynamické správanie vretena bolo opäť namerané s impulzným kladivkom, zatiaľ čo modálne parametre nástroja ( $\omega_R$  – vlastné frekvencie uhlu a  $\psi$  – vektor vlastných frekvencií kmitov) boli vypočítané v programe Ansys. Výpočet zahrňoval modálnu analýzu, ktorou sa zistilo 8 vlastných tvarov pri uvedenej vlastnej frekvencii (Tab. 8.3). Z nich sa na vonkajšej hrane odvodili hodnoty  $\omega_R$  a  $\psi$ , ktoré sa následne zakomponovali cez prenosové funkcie do druhého výpočtového bloku.



**Tabelle 8.3: Vlastné tvary a vlastné frekvencie pílového kotúča**

Tretí výpočtový blok (Obr. 4.20) reprezentuje pracovný priestor ako systém s dvoma stupňami voľnosti (Obr. 8.6), do ktorého sú vložené aj dynamické parametre vretenového zotrvačníka.



**Abbildung 8.6: Schéma systému s dvoma stupňami voľnosti**

Na základe schémy boli zostavené pohybové rovnice (8.5) a (8.6), ktoré s použitím vypočítaného momentu počítajú zmenu torzného uhlu  $\Delta\varphi$ . V rovnici vystupujú premenné  $C_1$  a

$C_2$  ako parametre torzného tlmenia systému,  $K_1$  a  $K_2$  ako torzné tuhosti a  $J_1$  a  $J_2$  ako momenty zotrvačnosti.

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + k_2(\varphi_2 - \varphi_1) = M_C \quad (8.5)$$

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1\dot{\varphi}_1 + k_1\varphi_1 + c_2(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + k_2(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \quad (8.6)$$

### 8.2.3 Zhrnutie kapitoly 4

Kapitola 4 sa zaoberala simulačnou analýzou, ktorá sa skladala zo simulácie rezného procesu vo výpočtovom programe a z následného implementovania vzniknutých dát do výpočtových blokov.

Z pohľadu pôsobiacich vibrácií bolo rezanie trubkového profilu a profilu dvoch stien najzaujímavejšie, pretože boli doprevádzané nárazovými vynútenými vibráciami, ktoré vznikali pri rezaní prázdnej vnútornej časti.

Pre opis dynamického správania pracovného priestoru boli vytvorené tri výpočtové bloky – dva pre vytvorenie signálov výchyliek a jeden pre signál torzného uhlu.

Výpočtový blok, ktorý uvažuje dynamické správanie nástroja a vretena ako celku, má výhodu v presnejšom zostavení diagramu poddajnosti a frekvencie a poskytuje tým lepšie výstupné signály výchyliek. Nevýhoda spočíva v obmedzenom použití – dynamické vlastnosti platia len pre jeden nástroj; pri výmene by sa merania museli opakovať.

Druhý výpočtový blok je univerzálnejší, modálne parametre nástroja sa dajú vypočítať bez ďalších meraní. Nevýhodu predstavuje spojenie medzi nástrojom a vretenom, kde sa uvažuje nereálny dokonalý pevný spoj, čo spôsobuje pri výpočtoch nepresnosti.

Z dôvodu vyššej presnosti bol pre ďalší postup v práci zvolený prvý výpočtový blok. Z neho je vytvorený diagram poddajnosti a frekvencie (Obr. 8.7). Z tohto grafického znázornenia je možné zistiť hodnoty vlastných frekvencií, pri ktorých systém kmitá. Číselne sú to hodnoty: 155,1 Hz, 267,4 Hz, 306,0 Hz a 470,3 Hz.

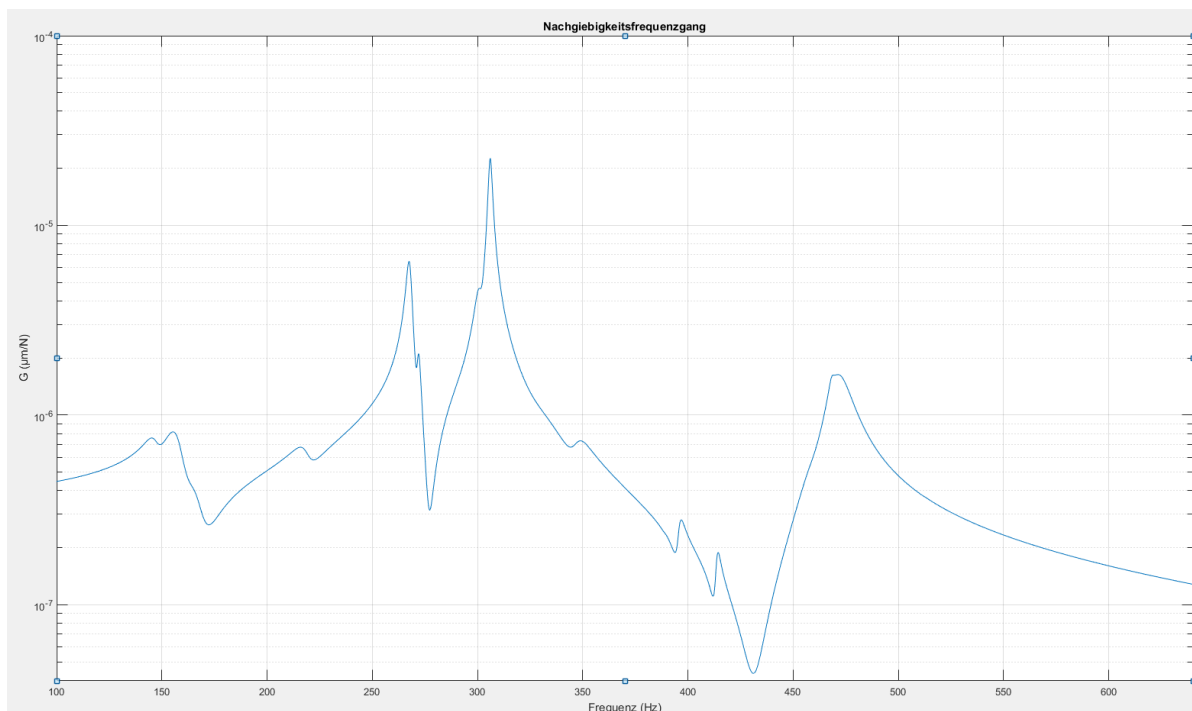


Abbildung 8.7: Diagramm poddajnosti opisujúci dynamické správanie pracovného priestoru

### 8.3 Kapitola 5 – Experimentálna analýza kotúčového pílenia

Kapitola 5 zhŕňa prípravu a realizáciu experimentov s obrábacím centrom, ktoré reprezentovalo pre výskumné účely kotúčovú pílu. Obsahuje informácie o technickej stránke centra, použitých meracích zariadeniach a spôsobe ich upnutia. Rovnako ako v simulačnej časti sú výstupnými dátami signály obsahujúce vibrácie.

#### 8.3.1 Obrábacie centrum

Dynamické správanie počas experimentov je merané na štvorosom obrábacom centre od firmy Starrag Group. Ide o typ Heckert HEC 630 Athletic (Obr. 5.1), ktorý sa vyznačuje veľkou variabilitou pri nastavovaní rezných parametrov a zároveň poskytuje dostatok priestoru pre upnutie meracej sústavy. Technické údaje sú uvedené v tabuľke 8.4.

HEC 630 Athletic	
Prevedenie vretena	Horizontálne
Výkon pohonu vretena	AC-Motor, 40 – 105 PS
Točivý moment	1210 [Nm]
Nastaviteľné otáčky vretena	20 ... 6 000 [U/min]
Maximálny posuv X/Y/Z	60 [m/min]
Maximálna posuvová sila X/Y/Z	22/18/22 [kN]

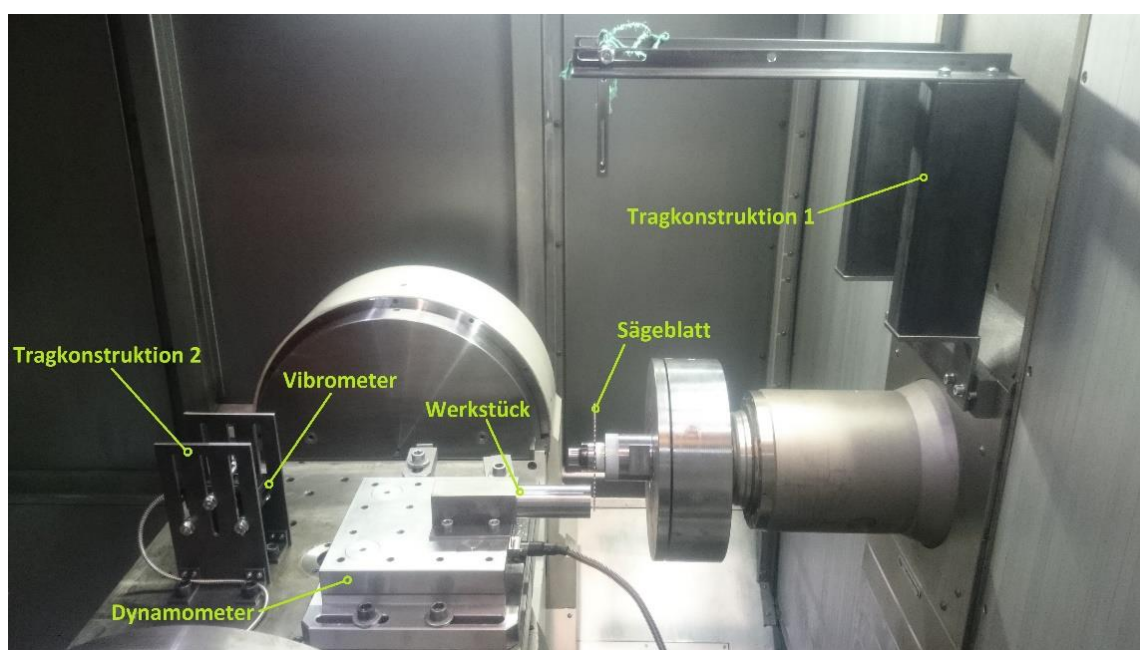


Presnosť obr. centra	$\leq 0,007$ [mm]
Najväčšia dĺžka dráhy v smere X	1200 [mm]
Najväčšia dĺžka dráhy v smere Y	950 [mm]
Najväčšia dĺžka dráhy v smere Z	1200 [mm]

*Tabelle 8.4: Základné parametre obrábacieho centra HEC 630 Athletic*

### 8.3.2 Príprava meracej sústavy

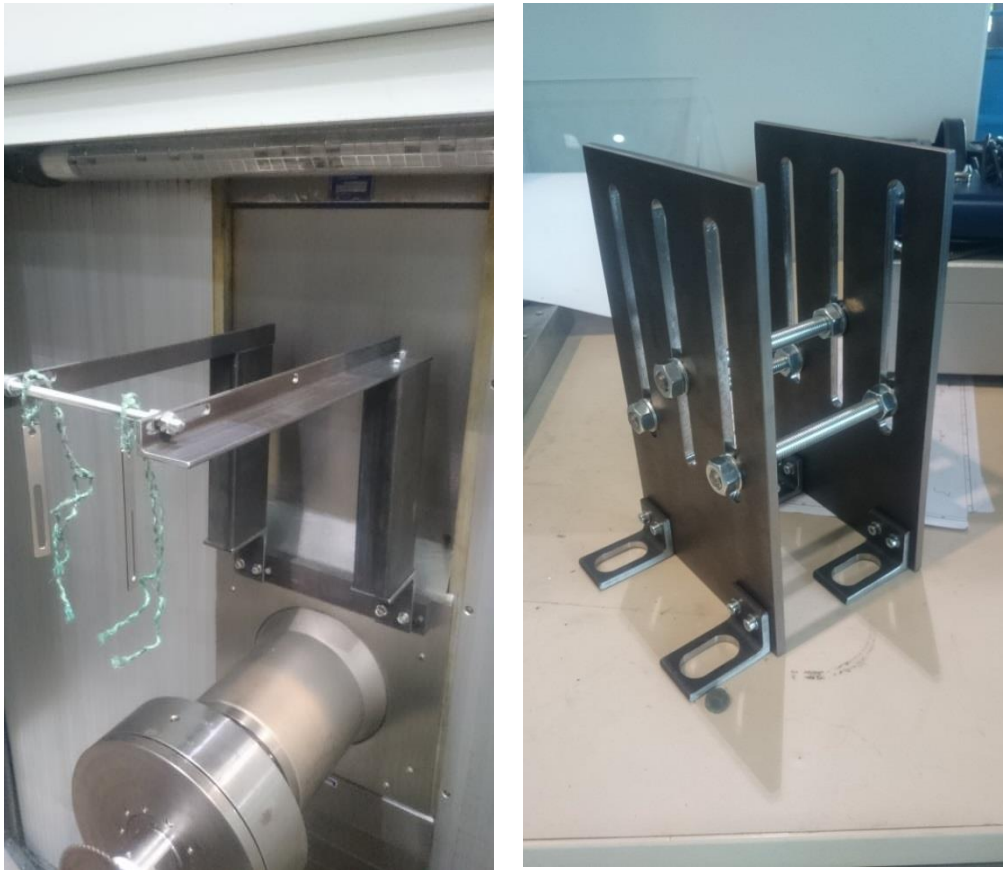
Meracia sústava sa skladá z jedného dynamometra a jedného rotačného vibrometra. Ich umiestnenie je viditeľné na obrázku 8.8.



*Abbildung 8.8: Príprava meracej sústavy (Sägeblatt – pílový kotúč, Werkstück – obrobok, Tragkonstruktion 1, 2 – nosné konštrukcie)*

Použitý dynamometer (Typ 9255B od firmy Kistler – Obr. 5.3) je prístroj založený na piezoelektrickom princípe a slúži na meranie síl, ktoré pôsobia pri rezaní na obrobok. Pre meranie torzných a laterálnych vibrácií nástroja bol použitý rotačný vibrometer (Typ RLV-5500 od firmy Polytec – Obr. 5.4). Ide o laserový prístroj určený pre meranie vibrácií na rotujúcich telesách, pri experimentoch boli pomocou elektronickej integrácie zaznamenávané  $\Delta\varphi$  a  $\Delta\omega$  (torzný uhol a rýchlosť).

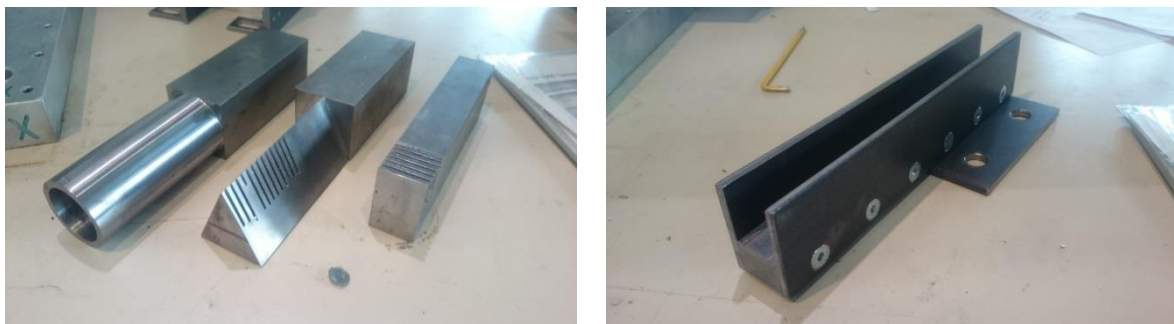
Upnutie vibrometra zabezpečovali dve nosné konštrukcie, ktoré boli navrhnuté a vyrobené tak, aby poskytovali optimálnu vzdialenosť pre meranie vibrácií (Obr. 8.9). Nosná konštrukcia 1 sa využívala na meranie torzných vibrácií nástroja. Aby sa predišlo skresleniu výsledkov vplyvom vibrácií zo strany stroja, bol vibrometer upnutý pomocou špagátu, ktorý tlmi ich účinok. Druhá nosná konštrukcia zase slúžila na meranie laterálnych vibrácií.



*Abbildung 8.9: Nosné konštrukcie 1 a 2*

### 8.3.3 Prehľad experimentov

Podľa modelov, s ktorými sa pracovalo v simuláciách, boli vyrobené testovacie obrobky spolu s upínacou doskou pre ich pripevnenie k pracovnému stolu (Obr. 8.10). Na týchto obrobkoch bolo vykonávané rezanie s rôznymi kombináciami rezných parametrov. Ich hodnoty sú zaznamenané v tabuľke 8.5. V prípadoch, ktoré sú vyznačené červenou farbou, nastala situácia, pri ktorej sa nástroj zasekol v obrobku a rezanie muselo byť prerušené.



*Abbildung 8.10: Príprava profilov pre experimenty; vpravo profil dvoch stien s upínacou doskou*



	Číslo experimentu	$v_c$ [m/min]	$f_z$ [mm]	$n_{sp}$ [1/min]	$v_f$ [mm/min]
Štvorec	<b>1</b>	<b>25</b>	<b>0,008</b>	<b>49,7</b>	<b>25,45</b>
	<b>2</b>	<b>30</b>	<b>0,008</b>	<b>59,7</b>	<b>30,57</b>
	<b>3</b>	<b>40</b>	<b>0,008</b>	<b>79,6</b>	<b>40,76</b>
	<b>4</b>	<b>50</b>	<b>0,008</b>	<b>99,5</b>	<b>50,94</b>
Trojuholník	1	25	0,008	49,7	25,45
	2	30	0,008	59,7	30,57
	3	40	0,008	79,6	40,76
	4	50	0,008	99,5	50,94
Trubka	1	25	0,008	49,7	25,45
	2	25	0,02	49,7	63,62
	3	30	0,008	59,7	30,57
	4	30	0,02	59,7	76,42
	5	40	0,008	79,6	40,76
	6	40	0,02	79,6	101,89
	7	50	0,008	99,5	50,94
	<b>8</b>	<b>50</b>	<b>0,02</b>	<b>99,5</b>	<b>127,36</b>
Dve steny	1	25	0,008	49,7	25,45
	2	25	0,02	49,7	63,62
	3	30	0,008	59,7	30,57
	4	30	0,02	59,7	76,42
	5	40	0,008	79,6	40,76
	<b>6</b>	<b>40</b>	<b>0,02</b>	<b>79,6</b>	<b>101,89</b>
	7	50	0,008	99,5	50,94
	<b>8</b>	<b>50</b>	<b>0,02</b>	<b>99,5</b>	<b>127,36</b>

Tabelle 8.5: Prehľad rezných parametrov

### 8.3.4 Zhrnutie kapitoly 5

Kapitola 5 sa venovala experimentálnej časti práce, do ktorej spadá príprava a vykonanie experimentov. V rámci prípravy boli navrhnuté dve nosné konštrukcie, ktoré zabezpečovali vhodné umiestnenie vibrometra.

Aby boli výsledky dobre porovnateľné, boli všetky pokusy vykonávané s rovnakými profilmi a reznými parametrami ako v prípade simulačnej analýzy. Dynamometer spolu s vibrometrom zachytávali viacero premenných: pôsobiace sily vo všetkých smeroch, torzné, radiálne a laterálne vibrácie. Tieto dáta boli následne premenené do signálovej formy.

## 8.4 Kapitola 6 – Metódy vyhodnotenia výsledkov

V poslednej kapitole sú pomocou rôznych časovo-frekvenčných grafov porovnávané signály získané simuláciami a experimentmi. K odhaleniu druhov pôsobiacich vibrácií sa využili funkcie STFT (Short Time Fourier Transformation), CWT (Continuous Wavelet Transform) a DWT (Discrete Wavelet Transform).

### 8.4.1 Short Time Fourier Transformation

V rámci prvej vyhodnocovacej metódy bol na signáloch spočiatku testovaný rozdielny typ a veľkosť okna. Týmto krokom bolo nutné zistiť, aká konfigurácia prináša najprehľadnejšie výsledky a ako sa v praxi potvrdzuje Heisenbergov princíp neurčitosti.

Z hľadiska analýzy tranzitných signálov sa osvedčilo použitie Gaussového okna, ako funkcie, ktorá vytvára STFT spektrogram. Jeho veľkosť však hrá rolu v časovo-frekvenčnom rozlíšení vibrácií – zistilo sa, že čím je väčšie, tým presnejšie je možné určiť frekvenciu vibrácií, ale zároveň sa nepresnejšie určí čas, v ktorom daná vibrácia pôsobila. Tento efekt platí aj opačne a je dobre viditeľný na obrázkoch 6.1 až 6.4, kde sa pre vyhodnotenie používal rovnaký signál s rôznou veľkosťou okna. Na základe výpočtov v podkapitole 6.1.1 je teda možné prehlásiť, že Heisenbergov princíp neurčitosti platí a pre ďalšie skúmanie je najvhodnejšie využiť veľkosť okna s 2048 bodmi.

Táto veľkosť bola aplikovaná na všetky spektrogramy v podkapitole 6.1.2., kde sa medzi sebou porovnávali simulované signály vzniknuté pri rôznych profiloch a rezných podmienkach. V rozsahu práce boli vybrané také signály (Obrázky 6.6 až 6.13), na ktorých sa mohli pozorovať nasledujúce efekty:

Č.	Vysvetlenie efektu
1	Označuje počiatočné výchylky, ktoré vznikajú pri pílení a privádzajú celý systém do kmitania
2	Tento efekt sa označuje ako „záznej“ a vyskytuje sa v prípade trojuholníkového a trubkového profilu. Ide o superpozíciu (skladanie) dvoch vibrácií, ktoré majú blízke hodnoty frekvencií.
3	Znázorňuje skokovú zmenu pri začiatku a konci záberu nástroja v obrobní. Na systém pôsobia vlastné frekvencie, ktoré ale rýchlo zanikajú.
4	Hodnoty frekvencií 260 Hz a 470 Hz patria k frekvenciám poddajnosti, ktoré charakterizujú dynamické správanie skúmaného systému.
5	Fáza tlmenia, amplitúdy časom klesnú na nulu.
6	Pri trubkovom profile je možné pozorovať body zmeny, ktoré boli opisované v podkapitole 8.2.1.
7	Chyby spracovania signálu, vlny sa opakujú bez zmeny amplitúdy.

Tabelle 8.6: Vysvetlenie pôvodu vyznačených efektov

V poslednej časti tejto podkapitoly boli porovnávané samotné signály simulácií s experimentálnymi ekvivalentmi; z nich boli vybraté najmä signály trubkového profilu a dvoch stien, ktoré z pohľadu vibrácií boli najzaujímavejšie. Porovnávaná sú zachytené v tabuľke 8.7.

Detaily porovnávania	Obrázok	
Trubka, torzné vibrácie $\varphi$	Simulácia	Experiment
Pri prvom porovnaní nie sú v experimentálnom signáli viditeľné body zmien ako v simulačnom prípade. Okrem toho dosahujú torzné vibrácie len nízke frekvencie, ktoré sú na začiatku zlučené s harmonickými frekvenciami otáčok nástroja.	6.12	6.14
Trubka, laterálne vibrácie $u_z$		
Najzaujímavejší príklad pre vyhodnotenie. Pri dosiahnutí prvého bodu zmeny v obrábaní sa začínajú vyskytovať viaceré druhy vlastných vibrácií. Vibrácie s frekvenciou 566,9 Hz	6.15	6.16

a 796,6 Hz nie sú známe, pravdepodobne však ide o samobudené kmity. Ich vznik môže byť podmienený dynamickou zmenou vlastností systému, ktorá nastáva v okamžiku, keď je rezanie podopierané len dvoma bodmi, čo môže spôsobovať vysoké laterálne kmity.		
Dve steny, radiálne vibrácie $u_y, f_z = 0,02$ [mm], $v_f = 63,62$ [mm/min]		
V tomto prípade sa spájajú harmonické frekvencie otáčok nástroja s vlastnými frekvenciami pracovného priestoru. Systém kmitá v hodnotách frekvencií: 83,0 Hz, 156,3 Hz, 247,1 Hz a 324,2 Hz.	6.17	6.18
Trubka, radiálne vibrácie $u_y, f_z = 0,02$ [mm], $n = 99,5$ [1/min], $v_f = 127,36$ [mm/min]		
Experiment s vysokými hodnotami rezných parametrov je podobný s predchádzajúcim prípadom, systém kmitá s frekvenciou vlastných kmitov, tentokrát sú to hodnoty: 104,5 Hz, 165 Hz, a 313,5 Hz.	6.19	6.20

Tabelle 8.7: Porovnanie simulácií s experimentami

#### 8.4.2 Continuous Wavelet Transform

Pre porovnanie medzi CWT a STFT funkciami bol zvolený signál trubky s vysokými hodnotami rezných parametrov. CWT má svoje výhody vo vyhodnocovaní vysokodynamických procesov, pričom netrpí v obmedzenej presnosti časovo-frekvenčného rozlíšenia. Nevýhoda spočíva v obrovských nárokoch na výpočtový výkon a z tohto dôvodu nebolo možné použiť rovnaký počet bodov ako v prípade STFT. Vo vyhodnotení sú teda pozorovateľné len vibrácie s najvyššími hodnotami frekvencie (Obr. 6.21). Z Matlabu boli namerané hodnoty frekvencií: 104,8 Hz, 216,6 Hz a 325,9 Hz

#### 8.4.3 Discrete Wavelet Transform

DWT transformácia sa najčastejšie využíva pri vyčisťovaní signálu od vplyvu vibrácií a to za účelom dosiahnutia pôvodných hodnôt pôsobiacich síl pri obrábacom procese. Ako v predchádzajúcom prípade bol použitý rovnaký signál pre vyhodnotenie. Ten bol pomocou DWT funkcie v Matlabe rozložený na 8 krokov (Obr. 6.22). Po poslednom kroku bol signál znovu poskladaný a porovnaný s originálnym signálom (Obr. 8.11).

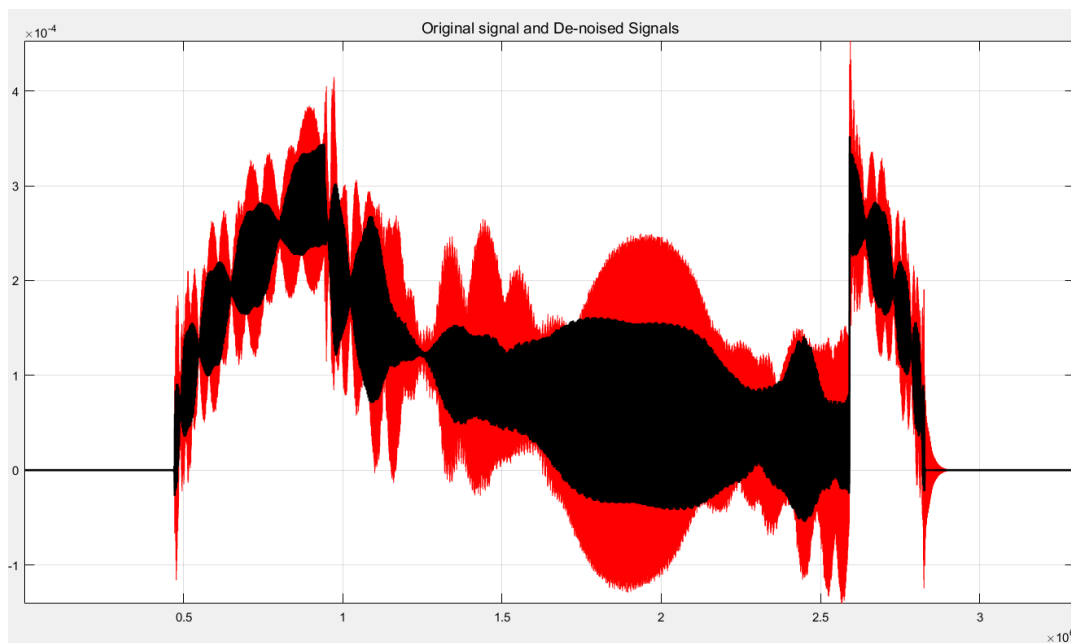


Abbildung 8.11: DWT – Vyčistený (čierny) a pôvodný (červený) signál

## 8.5 Kapitola 7 – Záver práce

Témou tejto diplomovej práce bolo skúmanie dynamických vlastností kotúčovej píly. V úvodnej časti bol k tejto problematike vypracovaný teoretický základ, ktorý umožnil lepšie pochopenie rezných síl a vibrácií, ktoré vznikajú pri tomto obrábacom procese. V rešerši bol zahrnutý aj spôsob, akým sa vibrácie v praxi merajú, klasifikujú a vyhodnocujú.

Praktická časť tejto práce bola rozdelená na simulačnú analýzu, experimentálnu analýzu a následné vyhodnotenie získaných dát pomocou transformačných funkcií. Tieto analýzy boli vykonávané na štyroch profiloch, ktoré sa bežne režu pomocou kotúčovej píly – profil štvorca, trojuholníka, trubky a dvoch stien.

Simulačná analýza spočívala v simulovanom rezaní spomínaných profilov pomocou výpočtového programu Matlab. Výsledkom boli hodnoty rezných síl a momentov, ktoré tvorili základ pre zhotovenie signálov prostredníctvom výpočtových blokov. Pre túto prácu boli zhotovené celkovo tri bloky – dva pre vytvorenie signálov výchyliek a jeden pre signály torzného uhlu.

Výpočtové bloky pre signály výchyliek boli vytvorené dvoma spôsobmi: jeden uvažoval pracovný priestor vretena a nástroja ako celku, druhý najprv pomocou FEM-analýzy určil modálne parametre nástroja a potom ich implementoval do pracovného priestoru spolu s vretenom. Ukázalo sa, že prvý variant je výhodnejší z hľadiska presnosti výpočtu.

Pre experimentálnu analýzu boli skúmané profily vyrobené a zároveň rezané s rovnakými reznými parametrami ako v simulačnej časti. Merania rezných síl vo všetkých smeroch

zabezpečoval dynamometer Typ 9255B, merania torzných, laterálnych a radiálnych vibrácií zase vibrometer RLV-5500. Pre optimálne upnutie vibrometra boli navrhnuté a vyrobené dve nosné konštrukcie.

Na analýzy nadväzovala vyhodnocovacia časť práce, v ktorej boli výstupné signály simulácií a experimentov medzi sebou porovnávané. K tomuto účelu boli v Matlabe využívané STFT, CWT a DWT transformačné funkcie. Na základe výsledkov je možné prehlásiť, že najväčší vplyv na vibrácie pri obrábaní majú tzv. vynútené vibrácie vo forme vlastných vibrácií. Pri vyhodnocovaní STFT boli opakovane viditeľné aj  $n$ -násobky frekvencií pochádzajúcich z otáčok nástroja. Ich pôvod leží v nedokonalosti samotného nástroja, napr.: excentricita, deformácia vo forme elipsy alebo jeho opotrebenie. Pri zlúčení týchto vibrácií s vlastnými frekvenciami systému nastáva kmitanie celého systému v takých hodnotách frekvencií, ktoré sú takmer zhodné s hodnotami vyčítanými z diagramu poddajnosti a frekvencie, ktorý bol pre tento kotúčový pílu vytvorený.

Z hľadiska použitých vyhodnocovacích metód má STFT svoje slabiny v časovo-frekvenčných spektrogramoch, pri ktorých sa jedna veličina musí potlačiť na úkor druhej. CWT predstavuje lepšiu alternatívu na vyhodnocovanie, ale z dôvodu veľkej náročnosti na výpočtový výkon nebolo možné dostať výsledky vo vysokých detailoch. Výsledky eliminácie signálového rúchu, ktoré boli sprostredkované DWT funkciou, boli vo viacerých prípadoch pomerne uspokojivé.

## 9 Literaturverzeichnis

- [1] Weck, M.; Brecher, C.: Werkzeugmaschinen 5 – Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität. Springer, Berlin, Heidelberg 2006.
- [2] Prof. Neugebauer, R.: Werkzeugmaschinen – Eigenschaftsanalyse: Dynamisches Verhalten (Vorlesungsskript). IWP, Chemnitz, 2017.
- [3] Brüel u. Kjaer: Schwingungsmessung. Brüel & Kjaer GmbH, Naerum, Bremen, 1986.
- [4] Gao, R. X; Yan, R.: Wavelets Theory and Applications for Manufacturing. Springer, New York, Heidelberg, 2011.
- [5] Maulhardt, Ulrich, Dynamisches Verhalten von Kreissägen, Springer, Berlin, 1991.
- [6] Polytec, "Type 9255B" [Online]. Available: <https://www.polytec.com/eu/vibrometry/products/special-application-vibrometers/rlv-5500-rotational-laser-vibrometer/>.
- [7] Brüel u. Kjaer: Strukturen prüfen - Teil1: Mechanische Beweglichkeits-Messungen. Brüel & Kjaer GmbH, Naerum, Bremen, 1989.
- [8] Zäh, Michael F.; : Dynamisches Prozeßmodell Kreissägen. Springer, Berlin, Heidelberg, 1995.
- [9] Starrag Technology GmbH, "HEC-630-athletic" [Online]. Available: <https://www.starrag.com/>.
- [10] Matlab, "Short Time Fourier Transformation" [Online]. Available: <https://uk.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/45197-short-time-fourier-transformation-stft-with-matlab-implementation> stft matlab.
- [11] Kistler, "Type 9255B" [Online]. Available: <https://www.kistler.com/de/>.
- [12] Siemens AG, "Frequency Response Function" [Online]. Available: <https://community.plm.automation.siemens.com/t5/Testing-Knowledge-Base/What-is-a-Frequency-Response-Function-FRF/ta-p/354778>.

## **10 Anlageverzeichnis**

### **Datenträger**

Dokumente in \*.pdf:

- Alle technische Zeichnungen je nach Anlagenband